

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування
Навчально-науковий механічний інститут
Кафедра будівельних, дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин і обладнання



02-01-506

Методичні вказівки

до виконання практичних робіт та курсового проектування
з курсу «Вантажопідіймна, транспортуюча та транспортна
техніка» для здобувачів вищої освіти першого
(бакалаврського) рівня за освітньо-професійною
програмою «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано навчально-
методичною радою з якості
навчально-наукового
механічного інституту
Протокол № 2 від 07.04.2020 р.

Рівне – 2020

Методичні вказівки до виконання практичних робіт та курсового проектування з курсу «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Нікітін В. Г., Бундза О. З. – Рівне : НУВГП, 2020. – 74 с.

Укладачі: Нікітін В. Г., канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання; Бундза О. З., кандидат технічних наук, старший викладач кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

Відповідальний за випуск: Кравець С. В., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

Керівник групи забезпечення

Налобіна О. О.

ЗМІСТ

Вступ	3
Практична робота № 1 Побудова циклів роботи механізмів вантажопідйомних машин	4
Практична робота № 2 Режими роботи вантажопідйомних машин.	8
Практична робота № 3 Гнучкі елементи впр. Блоки і поліспасти. Деталі для навивання і звивання гнучких елементів вантажопідйомних машин	13
Практична робота № 4 Розрахунок і компоновка механізму підйому вантажопідйомних машин	22
Практична робота № 5 Розрахунок і компоновка механізмів пересування вантажопідйомних машин	31
Практична робота № 6 Розрахунок компоновка механізму повороту	44
Практична робота № 7 Розрахунок фундаментів і фундаментних болтів стаціонарних поворотних кранів	55
Практична робота № 8 Стійкість стрілових і козлових кранів ...	62
Список рекомендованої літератури.....	73

© Нікітін В. Г., Бундза О. З., 2020

© НУВГП, 2020

ВСТУП

Комплекс практичних робіт призначений для використання під час вивчення дисципліни “Вантажнопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка” (далі ВПТТТ) студентами спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», 028 «Агроінженерія».

Дисципліна ВПТТТ є сполучною ланкою між загально-інженерними та професійно-орієнтованими дисциплінами, її структурно-логічне місце в освітньо-професійній підготовці фахівця-механіка знаходиться поряд з такими дисциплінами, як “Прикладна механіка”, “Основи конструювання”, “Деталі машин” та інші. Вона закладає підґрунтя для вивчення багатьох базових для формування фахівця-механіка.

Об’єктами вивчення дисципліни ВПТТТ є широко розповсюджене на будь-якому виробництві специфічне підйомно-транспортне устаткування – домкрати, лебідки, підйомники, крани, конвеєри. Метою вивчення дисципліни є формування у фахівця-механіка передбачених кваліфікаційною характеристикою спеціальності знань, умінь і навичок, необхідних для розробки, монтажу, організації ефективної експлуатації і удосконалення ВПТТТ. Під час вивчення дисципліни увага приділяється таким типовим складовим частинам ВПТТТ, які, крім ВПТТТ, широко використовуються також в основному технологічному обладнанні ПБМ – гнучким органам, поліспадам, гальмам тощо.

Практичні заняття являються ефективною формою навчального процесу стосовно формування умінь і навичок щодо визначення робочих параметрів обладнання, його оцінки працездатності. Даний комплекс підготовлений для надання допомоги студентам у процесі підготовки до практичних робіт, їх проведення, виконання звіту та його захисту. Наведені і визначені відомості щодо об’єктів, які обраховуються на практичних роботах, у разі їх засвоєння достатні для успішного захисту звітів шляхом тестування на ПЕОМ.

Якість отриманих на практичних роботах знань, умінь і навичок, крім тестування, контролюється під час проведення підсумкового контролю (іспиту) з дисципліни ВПТТТ.

Практична робота №1

Тема: Побудова циклів роботи механізмів вантажопідійомних машин.

Мета роботи: Вивчення циклів і розрахункових параметрів вантажопідійомних машин. За запропонованими даними побудувати в масштабі циклограму роботи окремих механізмів і крана в цілому, визначити відносну тривалість включення механізмів, число циклів роботи в годину і число включень в годину при роздільних і суміщених рухах механізмів, якщо прискорення і уповільнення прийняти $a = 0,3 \text{ м/с}^2$.

Початкові дані (табл. 1.1):

Таблиця 1.1

Дані для розрахунку циклограми

Варіант	t_z	t_p	$V_{\text{в}}$	$V_{\text{пер}}$	H	L	Δ_1	Δ_2	i
1	6	4	10	40	12	40	30	60	3
2	6	5	18	32	18	32	40	70	1
3	10	8	20	60	16	48	60	80	2
4	15	10	16	72	24	50	50	65	1
5	20	21	22	80	30	70	25	50	2
6	25	20	20	48	40	28	35	72	1
7	30	10	14	64	28	62	40	65	1
8	40	30	25	78	32	38	32	50	3
9	45	40	20	59	50	18	60	80	1
10	30	21	30	80	30	48	50	40	1
11	50	34	20	51	36	56	80	40	2
12	15	12	14	38	24	70	50	70	3
13	30	15	20	90	50	50	60	80	1
14	24	17	28	42	30	40	70	70	2
15	30	18	32	74	42	62	70	90	3
16	40	20	18	68	38	41	60	90	1
17	50	32	30	84	40	71	100	80	3
18	28	20	25	62	32	54	80	70	1
19	41	33	24	30	18	46	50	50	2
20	32	26	20	42	28	54	60	80	2
21	15	12	16	50	36	30	65	90	3
22	18	10	18	64	24	49	70	80	1
23	24	16	22	73	20	56	50	60	2
24	32	24	30	88	28	42	70	60	1
25	25	21	20	90	18	64	60	75	3

- а) час захоплення вантажу – t_z , с,
- б) час расчалки вантажу – t_p , с,
- в) швидкість підйому вантажу – V_v , м/хв.,
- г) швидкість переміщення вантажу – $V_{пер}$, м/хв.,
- д) висота підйому – H , м,
- ж) довжина шляху переміщення – L , м.

Прийняті допущення:

- 1 – в перебігу всього циклу циклограми роботи двигунів механізмів підйому (на підйом і спуск) і механізму пересування при кожному включенні приймаються однаковими;
- 2 – в перебігу циклу можливі декілька часткових розвантажень вантажу, що транспортується, і (кожна за часом рівна t_p);
- 3 – при суміщеному циклі час зсуву включення машиністом крана, двигуна механізму пересування в порівнянні з часом включення двигуна механізму підйому, позначимо Δ_1 , %;
- 4 – при суміщеному циклі час зсуву включення машиністом крана двигуна механізму підйому на спуск після порівняння з часом включення механізму пересування позначимо, Δ_2 , %.

Схеми циклограми роботи вантажопідйомної машини приведені на рис. 1.1.

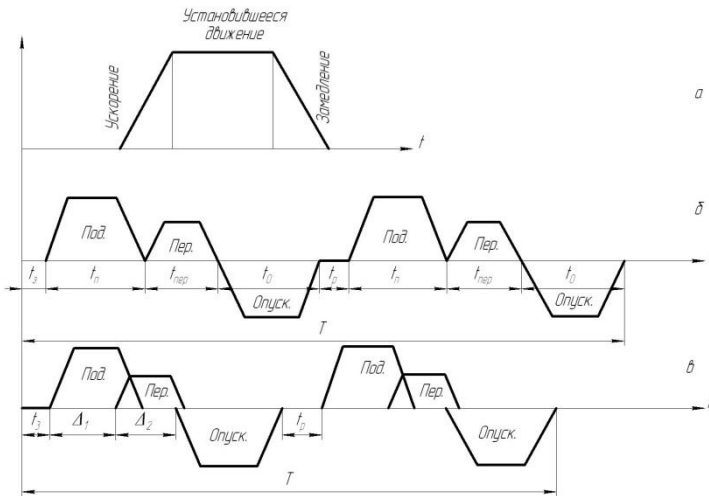


Рис. 1.1. Циклограма роботи крана (а – циклограма роботи двигуна; б – циклограма при роздільній роботі механізмів; в – циклограма при суміщеній роботі механізмів).

1. Визначення повного часу циклу.

1.1. Час роботи двигуна механізму підйому при разовому включенні рівний:

$$t_n = t_1 + t_2 + t_3 = \frac{60 \cdot H}{g_e}, \quad (1.1)$$

де t_1 – час роботи двигуна при розгоні, с; t_2 – час роботи двигуна при сталому русі, с; t_3 – час роботи двигуна при гальмуванні, с.

1.2. Час роботи двигуна механізму підйому, при розгоні і гальмуванні:

$$t_1 = t_3 = \frac{g_e}{60 \cdot [a]}. \quad (1.2)$$

1.3. Час роботи двигуна механізму підйому в період сталого руху, с:

$$t_2 = t_n - (t_1 + t_3).$$

1.4. Час роботи двигуна механізму пересування при разовому включенні, с:

$$t_{nep} = t_1^1 + t_2^1 + t_3^1 = \frac{60 \cdot L}{i \cdot g_{nep}}. \quad (1.3)$$

1.5. Час роботи двигуна механізму пересування при розгоні і гальмуванні, с:

$$t_1^1 = t_3^1 = \frac{g_{nep}}{60 \cdot [a]}. \quad (1.4)$$

1.6. Час роботи двигуна механізму пересування в період сталого руху, с:

$$t_2^1 = t_{nep} - (t_1^1 + t_3^1).$$

1.7. Із заданої циклограми роботи вантажопідійомної машини визначається повний час циклу, с:

$$T_u = t_3 + t_n + t_{nep} + t_3^1 + t_p + t_n + t_{nep} + t_3^1. \quad (1.5)$$

Для роздільного і суміщеного циклу роботи крана з урахуванням кількості вантажів, що транспортуються, і числа можливих його розвантажень, повний час циклу рівно, с:

$$T_{u. розд} = t_3 + i \cdot t_p + 2[(i+1) \cdot t_n + i \cdot t_{nep}]; \quad (1.6)$$

$$T_{ц.совм} = t_3 + i \cdot t_p + (i+1) \left[\frac{t_n \Delta_1}{100} + \frac{t_{nep} \Delta_2}{100} + t_n \right]. \quad (1.7)$$

2. Визначення параметрів використання механізмів.

2.1. Інтенсивність використання механізмів визначається відносною тривалістю включення, %:

$$ПВ\% = \frac{t_m}{T_{ц}} 100\%, \quad (1.8)$$

де t_m – сумарна тривалість роботи двигуна відповідних механізмів протягом циклу, с; $T_{ц}$ – повний час циклу роботи крана, с.

2.2. Число циклів роботи крана в годину:

$$n_{ц} = \frac{3600}{T_{ц}}; \quad (1.9)$$

2.3. Число вмикань механізму в годину:

$$Z = n_{ц} \cdot Z_0; \quad (1.10)$$

де Z_0 – число вмикань двигуна механізму в перебігу одного циклу (визначається за циклограмою).

3. Порядок виконання завдання.

3.1. Виписати з таблиці 1 дані, відповідні порядковому номеру студента в журналі.

3.2. Користуючись початковими даними, розрахувати всі необхідні параметри для кожного механізму при роздільному і суміщеному циклі.

3.3. За одержаними розрахунковими даними побудувати в масштабі для кожного типу циклу циклограму роботи крана

4. Питання для самоконтролю.

4.1. Які основні параметри вантажопідйомних машин?

4.2. З яких умов вибираються швидкості руху механізмів?

4.3. Назвіть техніко-економічні показники вантажопідйомних машин. Яке їх призначення?

4.4. Назвіть і визначте навантаження на вантажопідйомну машину.

4.5. Що розуміється під циклом роботи крана?

4.6. Опишіть цикл роботи вантажопідйомної машини.

4.7. Поясніть, що таке відносна тривалість включення?

4.8. Що таке число циклів і число включень і як їх визначити?

Практична робота №2

Тема: Режим роботи вантажопідійомних машин.

Мета роботи: Розрахувати основні параметри, що визначають групу режиму роботи механізмів кранів вантажопідійомної машини в цілому і продуктивності крана (число циклів і час циклів для роздільної і суміщеної роботи механізмів узяти з попередньої задачі відповідного порядкового номера).

Початкові дані, (табл. 2.1)

Таблиця 2.1

Дані для розрахунку групи режиму роботи
вантажопідійомної машини

Варі- ант	Q_H (P_{\max})	$Q_i (P_i)$	n	m	h	V	γ
1	3,2	1,2; 2,0; 3,0; 2,5; 1,8; 2,8	14	200	15	0,8	1,1
2	5,0	4,2; 5,0; 3,2; 4,8; 3,6; 4,5	21	180	20	1,0	1,4
3	8,0	6,0; 5,0; 5,5; 8,0; 7,4	18	250	18	2,0	1,6
4	10,0	8,0; 7,4; 5,0; 9,0; 10,0; 6,8	13	300	17	5,0	2,1
5	15,0	12,0; 14,5; 15,0; 10,0; 8,0	12	280	19	4,0	1,8
6	16,0	12,5; 15,0; 10,0; 16,0; 7,9; 9,8	20	220	22	5,0	2,0
7	12,0	10,0; 9,0; 5,0; 12,0; 12,0; 8,0	19	310	25	3,5	1,7
8	20,0	10,0; 18,0; 15,5; 17,5; 20,0	16	150	24	7,0	2,4
9	25,0	24,0; 20,0; 12,5; 15,5; 25,0; 22,5	21	240	20	8,0	2,6
10	30,0	25,0; 28,0; 17,8; 30,0; 24,5	24	360	16	6,0	2,2
11	12,5	8,0; 10,0; 12,0; 9,0; 6,3; 7,8	12	250	20	4,0	1,6
12	40,0	30,0; 25,4; 36,0; 38,2; 40,0	21	300	15	8,0	2,1
13	50,0	15,6; 24,7; 32,0; 48,0; 45,5	24	360	18	10,0	2,7
14	35,5	30,0; 25,0; 16,0; 28,7; 34,5; 35,0	14	250	20	7,0	2,3
15	1,0	0,5; 0,6; 0,8; 0,9; 1,0; 0,4	10	200	25	0,4	1,0
16	18,0	12,5; 17,0; 16,0; 15,0; 14,5	14	250	22	4,0	1,5
17	12,0	10,0; 8,0; 11,0; 10,8	14	300	24	3,5	1,8
18	8,0	6,3; 7,8; 6,3; 8,0; 7,2	12	220	16	3,0	1,6
19	10,0	8,0; 9,4; 10,0; 7,2; 6,3; 10,0	15	260	25	4,5	1,9
20	4,0	3,5; 3,8; 4,0; 3,2; 3,0	7	200	20	1,5	0,8
21	1,6	0,8; 1,0; 1,4; 1,6; 1,5; 1,2	7	160	17	0,5	0,6
22	2,5	2,0; 2,2; 2,5; 1,8; 1,6	7	150	15	0,4	0,9
23	20,0	18,5; 16,5; 12,5; 15,0; 20,0	21	300	20	5,0	2,0
24	10,0	6,3; 8,0; 9,4; 10,0	18	250	25	4,0	1,7
25	6,3	4,4; 5,0; 5,5; 6,0; 5,8; 3,2	14	220	18	3,0	1,5

- а) номінальна вантажопідйомність крана – Q_n , т;
- б) вантажі, що транспортуються краном, – Q_i , т;
- в) максимальна вага вантажу – P_{\max} , кН;
- г) вага чергового вантажу, що піднімається, – P_i , кН ;
- д) число годин роботи в добу – n , година;
- ж) число робочих днів в році – m , днів;
- з) заданий нормативний термін служби крана – h , років;
- и) маса тари (грейфера) – m_m , т;
- к) об'єм тари – V_m , м³;
- л) насипна маса сипкого вантажу – γ , т/м³.

1. Параметри визначення груп режиму роботи механізму.

1.1. Відносна тривалість включення:

$$PB\% = \frac{n_u t_m}{60} 100\%, \quad (2.1)$$

де n_u – число циклів роботи механізму в перебігу години (дані приймаються з попередньої задачі); t_m – сумарна тривалість роботи механізму протягом циклу, хв., (дані приймаються з попередньої задачі).

1.2. Коефіцієнт використання механізму в перебігу доби:

$$K_c = \frac{n}{24}. \quad (2.2)$$

1.3. Коефіцієнт використання механізму в перебігу року:

$$K_z = \frac{m}{365}. \quad (2.3)$$

1.4 Коефіцієнт використання механізму в перебігу години:

$$K_{zod} = \frac{t_m}{60}. \quad (2.4)$$

1.5. Коефіцієнт використання крана по вантажопідйомності:

$$K_{em} = \frac{\sum Q_i}{i Q_n}. \quad (2.5)$$

1.6. Клас використання механізму «А» встановлюється залежно від загального часу роботи механізму «Т» за заданий термін служби, по відповідній таблиці [1, 5, 7, 10, 15, 17]:

$$T = T_0 \cdot m \cdot h, \quad (2.6)$$

де T_0 – середньодобова тривалість роботи механізму, год.,

$$T_0 = K_{\text{зод}} n \frac{t_i}{60} = \frac{3600}{t_{\text{ц}}} \cdot \frac{t}{60} n. \quad (2.7)$$

1.7. Клас навантаження механізму «В» встановлюється залежно від коефіцієнта навантаження «К» по відповідній таблиці [1, 5, 7, 10, 15, 17]:

$$K = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{max}}} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{\sum t_i},$$

де P_i – навантаження (сила, момент), яка діє на механізм в перебігу періоду часу $t_i = K_{\text{зод}} n \text{ м h}$ за заданий термін служби, кН; P_{max} – максимальне навантаження (сила, момент), яка визначається з урахуванням всіх факторів, що діють на механізм протягом робочого циклу, кН; $t_i = T$ – сумарний час дії навантаження на механізм за заданий термін служби.

Для окремого випадку, коли $t_1 = t_2 = t_3 = \dots = t_i$, тоді:

$$K = \frac{1}{i} \sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{max}}} \right)^3. \quad (2.8)$$

1.8. Група режиму роботи механізму «М» встановлюють залежно від поєднань класу використання і класу навантаження по таблиці [1, 5, 7, 10, 15, 17].

2. Визначення групи режиму роботи крана.

2.1. Клас використання кранів «С» визначається числом циклів його роботи протягом заданого терміну служби по таблиці [1, 5, 7, 10, 15, 17]:

$$N_c = n_{\text{ц}} \cdot m \cdot n \cdot h. \quad (2.9)$$

2.2 Клас навантаження кранів «Q» характеризується коефіцієнтом навантаження, визначається по таблиці [1,5,7,10,15,17]:

$$K = \sum \frac{N_i}{N_c} \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^3,$$

де $N_i = n_{\text{ц}} \cdot m \cdot n \cdot h$ – число циклів роботи крана за термін його служби з вантажем масою Q_i ; Q_n – номінальна

вантажопідйомність крана, т.

Для окремого випадку, коли $N_1 = N_2 = N_3 = \dots = N_i$, тоді:

$$K = \frac{1}{i} \sum \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^3. \quad (2.10)$$

2.3. Групу режиму роботи крана «К» встановлюють залежно від поєднань класу використання і класу навантаження по таблиці [1, 5, 7, 10, 15, 17].

3. Продуктивність вантажопідйомної машини.

Одним з основних показників оцінюючих, експлуатаційні якості вантажопідйомних машин, є їх продуктивність.

Продуктивність — це максимальна маса або об'ємна кількість певного виду вантажу, переміщуваного за одиницю часу (годину, зміну, добу, рік) в конкретних умовах роботи.

По середній продуктивності крана за рік визначають потребу кількості кранів в цеху, на складі і в інших місцях які обслуговуються вантажопідйомними машинами.

3.1. Річна продуктивність при переробці штучних вантажів; т/рік,

$$P_p = Q_n n_{\text{ц}} K_{\text{см}} K_{\text{в}}, \quad (2.11)$$

де $K_{\text{в}} = K_{\text{год}} K_{\text{д}} K_{\text{р}}$ — коефіцієнт використання крана за часом; $K_{\text{см}}$ — коефіцієнт використання крана по вантажопідйомності; $K_{\text{год}}$ — коефіцієнт використання крана в перебігу години; $K_{\text{д}}$ — коефіцієнт використання крана в перебігу діб; $K_{\text{р}}$ — коефіцієнт використання крана в перебігу року.

3.2. Річна продуктивність при переробці сипких і рідких вантажів, т/рік:

$$P_p = n_{\text{ц}} (m_{\text{т}} + V \gamma \psi) K_{\text{см}} K_{\text{в}}, \quad (2.12)$$

де $m_{\text{т}} = (0,43 \dots 0,5) Q_n$ — маса тари, т, V — об'єм тари, м^3 ; γ — питома вага (дається в таблицях для різних сипких матеріалів), $\text{т}/\text{м}^3$; $\psi = 0,6 \dots 1,0$ — коефіцієнт заповнення тари.

4. Порядок виконання завдання.

4.1. Виписати з таблиці 2 розрахункові дані, відповідні порядковому номеру студента в академічному журналі.

4.2. Користуючись початковими даними, розрахувати всі необхідні параметри і користуючись нормативними матеріалами визначити групу режиму роботи кожного механізму і крана в цілому для роздільного і суміщеного циклу, а також визначити річну продуктивність крана.

4.3. Одержані результати занести в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

**Результати розрахунку режимів роботи
механізмів кранів і крана**

Параметри режиму роботи	Тип циклу	ПВ %	$K_{вт}$	K_{δ}	K_p	$K_{зод}$	Мех. під.	Кран	П, т/год
Клас використання	розд.								
	сум.								
Клас навантаження	розд.								
	сум.								
Група режиму роботи	розд.								
	сум.								

5. Питання для контролю знань.

5.1. Чому рівний і що враховує коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю?

5.2. Чому рівний і що враховує коефіцієнт використання крана за часом?

5.3. Які бувають групи режимів роботи механізмів і крана?

5.4. Як визначається група режиму роботи механізму?

5.5. Як визначається група режиму роботи крана?

5.6. У чому відмінність визначення класів використання кранів і механізмів кранів?

5.7. У чому відмінність визначення класів навантаження кранів і механізмів кранів?

5.8. Визначте продуктивність вантажопідйомної машини для штучних і сипких вантажів.

Практична робота №3

Тема: Гнучкі елементи ВПМ, блоки і поліспасти, деталі для навивання і звивання гнучких елементів вантажопідйомних машин.

Мета роботи: Визначити кратність і ККД поліспасти. Знайти максимальне зусилля в гнучкому елементі, вибрати його по ДСТу, знайти геометричні розміри барабана і визначити довжину каната, розрахувати на міцність тіло барабана, вузол кріплення кінців каната, а також вибрати по ДСТу і розрахувати вантажозахватний пристрій і елементи крюкової підвіски.

Початкові дані (табл. 3.1):

- а) номінальна вантажопідйомність – Q , т;
 - б) тип поліспасти і число гілок – m ,
 - в) група режиму роботи механізму – M ,
 - г) висота підйому вантажу – H , м ;
 - д) коефіцієнт корисної дії блоку – η_6 .
- Вказані дані приведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Максимальні допустимі значення коефіцієнтів K і e

Група режиму роботи	Режим роботи	K	e
1М	ручний привід	4,0	16
3М	легкий	4,5	18
4М	середній	5,6	20
5М	важкий	7,1	22,4
6М	вельми важкий	9,0	25

1. Визначення ККД поліспасти і вибір каната.

1.1. Виходячи із заданого типу і числа гілок, викреслити схему поліспасти.

Передавальне число поліспасти, u_n :

$$u_n = \frac{m}{k}, \quad (3.1)$$

де m – число гілок поліспасти, на яких висить вантаж; k – число гілок, що йдуть на барабан.

Для одинарних поліспастів $k = 1$, для здвоєних $k = 2$.

1.2. ККД поліспасти, η_n :

а) для одинарного поліспасти (першого роду):

$$\eta_n = \frac{\eta_{\delta}(1 - \eta_{\delta}^m)}{m(1 - \eta_{\delta})}; \quad (3.2)$$

б) для здвоєного поліспасти (другого роду):

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta_{\delta}^m)}{m(1 - \eta_{\delta})}, \quad (3.3)$$

де η_{δ} – ККД одного блока залежить від типу підшипників, на яких він встановлений.

1.3. Максимальне зусилля в гнучкому елементі поліспасти, S_{\max} , Н:

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{см}}}{m\eta_n}, \quad (4)$$

де $G_{\text{см}}$ – вага вантажу, що піднімається, Н ($G_{\text{см}} = Qg$, тут $g = 9,81 \text{ м/с}^2$), Q – маса вантажу, що піднімається, або номінальна вантажопідйомність, кг.

1.4. Розрахункове розривне зусилля в гнучкому елементі канаті), Н:

$$P_p = S_{\max} K, \quad (3.5)$$

де K – коефіцієнт запасу міцності каната, таблиця 4.

1.5. По розривному зусиллю по ДСТУ вибирається канат бажано з лінійним торканням дротиків в сталках, що має розривне зусилля $[P_{\max}]$, більше за розрахункове, приймаючи границю міцності дротиків розриву в межах (1600...1800) МПа:

$$[P_{\max}] \geq P_p. \quad (3.6)$$

2. Визначення геометричних розмірів барабана.

2.1. Діаметру барабана по центру намотуваного каната, D_{δ} , мм:

$$D_{\delta} = e d_k, \quad (3.7)$$

де e – коефіцієнт, залежний від групи режиму роботи, (табл. 3.2); d_k – діаметр каната, мм.

Розрахунковий діаметр барабана округлюють до цілого значення по внутрішньому діаметру нарізки $D_o = D_{\delta} - d_k$, щоб остання цифра була нуль або приймають діаметр, близький до стандартного.

2.2. Довжина барабана, L_{δ} , мм, корисна довжина барабана

визначається в основному його потрібною канатаємкістю, тобто необхідною довжиною каната, яка повинна бути намотана на нього. Необхідна довжина каната залежить від схеми поліспасти і висоти підйому вантажу.

Таблиця 3.2

Початкові дані для розрахунку

Варіант завдання	Q_n – номінальна вантажопідйомність, т	m – одинарний / здвоєний поліспаст	Група режиму роботи механізму	H, м висота підйому вантажу	η_6 – ККД блоку
1	2	3	4	5	6
1	2,5	2/0	4М	8	0,94
2	3,2	2/0	4М	12	0,95
3	4,0	2/0	4М	14	0,96
4	5,0	2/0	5М	15	0,97
5	6,3	3/0	5М	10	0,98
6	8,0	3/0	4М	16	0,94
7	10,0	4/0	4М	8	0,96
8	12,5	0/4	5М	12	0,99
9	16,0	0/4	5М	14	0,97
10	20,0	0/6	6М	15	0,98
11	25,0	0/6	6М	20	0,96
12	32,0	0/6	6М	14	0,98
13	40,0	0/8	6М	12	0,99
14	50,0	0/8	5М	13	0,95
15	63,0	0/10	6М	9	0,97
16	80,0	0/10	5М	14	0,96
17	100,0	0/10	6М	16	0,98
18	5,0	3/0	4М	20	0,99
19	10,0	0/4	5М	30	0,98
20	16,0	0/6	5М	40	0,97
21	20,0	6/0	6М	16	0,96
22	30,0	8/0	6М	14	0,95
23	50,0	8/0	5М	15	0,98
24	80,0	8/0	4М	12	0,97
25	30,0	6/0	6М	16	0,98

Робоча довжина нарізаної частини барабана визначається через необхідне число витків каната на барабані і кроку навивання каната, l_p , мм:

$$l_p = \left[\frac{Hu_n}{\pi D_\delta} + (15 \dots 2,0)_\delta \right] [d_\kappa + (2 \dots 5)]_{\text{мм}}, \quad (3.8)$$

де H – висота підйому вантажу, м; u_n – передавальне число поліспасти, $Hu_n = L_\kappa$ довжина канта, що намотується на барабан. При замовленні довжини каната необхідно враховувати 1,5...2,0 запасні витки на тілі барабана, витки каната для вузла його кріплення, а для стрілових кранів необхідно враховувати ще довжину каната від головки стріли до розташування підйомної лебідки.

(1,5...2,0) – запасні витки на барабані, необхідні для розвантаження болтів що кріплять канат на тілі барабана; D_δ – діаметр прийнятого барабана, м; $t = d_\kappa + (2 \dots 2,5)$ мм – крок нарізки для нарізних барабанів; $t = d_\kappa$ – крок навивання каната для гладких не нарізних барабанів.

Для нарізних барабанів крок нарізки може бути прийнятий по Нормалях в залежності від діаметру каната [3, 5, 7].

Конструктивна довжина барабана, (рис. 3.1), знаходиться:

а) при одношаровому навиванні і одинарному поліспасті, (рис. 3.1, а);

$$L_\delta = l_p + c + a, \quad (3.9)$$

б) при одношаровому навиванні і двосному поліспасті, (рис. 3.1, б, двостороння нарізка барабана):

$$L_\delta = l_p + 2a + b, \quad (3.10)$$

де $a = 2d_\kappa + 4t$ – довжина частини барабана, необхідна для кріплення кінця каната, мм; $c = 2d_\kappa$ – довжина гладкої частини барабана, передбачена технологією виготовлення, мм; b – відстань між правою і лівою нарізкою, мм:

$$b = l - 2 h_{\min} \operatorname{tg} \alpha,$$

де l – відстань між осями струмків крайніх блоків підвіски, мм; $h_{\min} = 3D_\delta$ – відстань між віссю барабана і віссю блоків гакової підвіски при крайньому верхньому її положенні, мм; $\alpha \leq 6^\circ$ – допустимий кут відхилення набігаючої на барабан гілки каната від вертикального положення.

Робоча довжина барабана при багатошаровому навиванні каната:

$$L_6 = \frac{L_k}{\pi z [D_6 + (2z - 1)d_k]} t, \quad (3.11)$$

де n – число канатних витків на барабані; z – число шарів навивання каната; t – крок навивання при гладких барабанах приймається рівним d_k , мм.

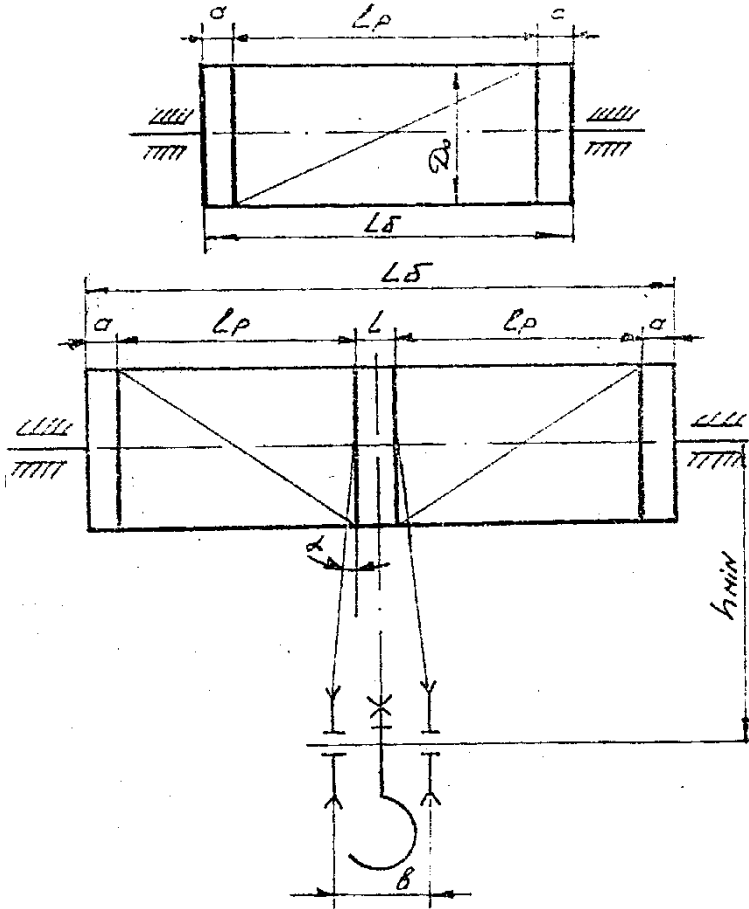


Рис. 3.1. Схеми конструкцій барабанів

3. Розрахунок барабана на міцність.

Тіло барабана під навантаженням знаходиться в складному

напруженому стані, випробовує напруги стиснення, кручення і вигину.

Напруга вигину при $L_{\delta} \leq 3D_{\delta}$ і напруга кручення при $D_{\delta} \leq 3L_{\delta}$ незначні, звичайно не перевищують 15% від напруги стиснення. У цих випадках розрахунок виконують тільки по напрузі стиснення.

Напруга стиснення в стінці барабана рівна:

$$\sigma_{cm} = \frac{S_{\max}}{t \cdot \delta} \leq [\sigma_{cm}], \quad (3.12)$$

де $\delta = 0,02D_{\delta} + 6 \dots 10$ мм; – для чавунних канатних барабанів і $\delta = 1,2d_k$ – для сталевих канатних барабанів, мм; S_{\max} – максимальне зусилля у гілці поліспасти, Н; t – крок навивання каната на барабан, мм; $[\sigma_{cm}]$ – напруга, що допускається, на стиснення, МПа.

Барабани виготовляються:

- зварними сталевими із Ст3 і Ст20 – $[\sigma_{cm}] = (100 \dots 110)$ МПа;
- литими сталевими із Ст25Л, Ст35Л і Ст40Л – $[\sigma_{cm}] = (90 \dots 100)$ МПа;
- литими чавунними з СЧ-15-32 і СЧ -18-36 – $[\sigma_{cm}] = (80 \dots 90)$ МПа.

З умов технології виготовлення товщина стінки барабана не повинна бути менше 11 мм для сталевих литих барабанів і 18 мм для чавунних литих барабанів.

Напруга вигину досягає свого максимального значення залежно від прийнятої схеми поліспасти і положення вантажу.

При одинарному поліспасті (рис. 3.2, а) найбільша напруга вигину виникає при положенні каната в центрі барабана тобто $L_{\delta}/2$:

$$M_i = \frac{S_{\max} L_{\delta}}{4}. \quad (3.13)$$

При здвоєному поліспасті (рис. 3.1, б) найбільша напруга вигину виникає при положенні гакової підвіски з вантажем у верхньому крайньому положенні:

$$M_i = \frac{S_{\max} (L_{\delta} - b)}{2}, \quad (3.14)$$

де M_i – вигинаючий момент, Нм; L_{δ} – конструктивна довжина барабана, м; b – відстань між нарізками на барабані, м.

Максимальний крутний момент тіла барабана, Нм:

а) при одинарному поліспасті:

$$M_{кр} = \frac{S_{\max}(D_{\delta} - d_k)}{2}, \quad (3.15)$$

б) при здвоєному поліспасті:

$$M_{кр} = S_{\max}(D_{\delta} + d_k). \quad (3.16)$$

Напруга вигину тіла барабана, МПа рівна:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_e} 10^{-6}. \quad (3.17)$$

Напруга кручення тіла барабана, МПа рівне:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_n} 10^{-6}, \quad (3.18)$$

де $W_e = 0,1 \frac{D_{\delta}^4 - D_e^4}{D_{\delta}}$ – екваторіальний момент опору тіла

барабана, м³; $W_n = \frac{D_{\delta}^4 - D_e^4}{D_{\delta}}$ – полярний момент інерції тіла

барабана, м³; $D_e = (D_{\delta} - 2b)$ – внутрішній діаметр тіла барабана, м.

Сумарна напруга в тілі барабана по четвертій теорії міцності рівна:

$$\sigma_{сум} = \sqrt{(\sigma_{cm} + \sigma_i)^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]. \quad (3.19)$$

4. Проектування і розрахунок вузла кріплення каната на тілі барабана.

До конструкції кріплення каната на барабані ставлять наступні вимоги: необхідної і достатньої надійності, доступності для огляду, зручності зміни каната.

Найширше застосування знаходить кріплення каната планками, які притискають канат до тіла барабана (рис. 3.2). При цьому канат з крайньої канавки нарізки барабана переводиться в третю, для чого частково вирубуються виступи нарізки, які розділяють канавки. Середню ж канавку використовують для

установки кріпильних болтів або шпильок.

Згідно правилам Держнаглядохоронпраці, число встановлюваних одноболтових планок повинне бути не менше двох, які встановлюються з кроком в 60° .

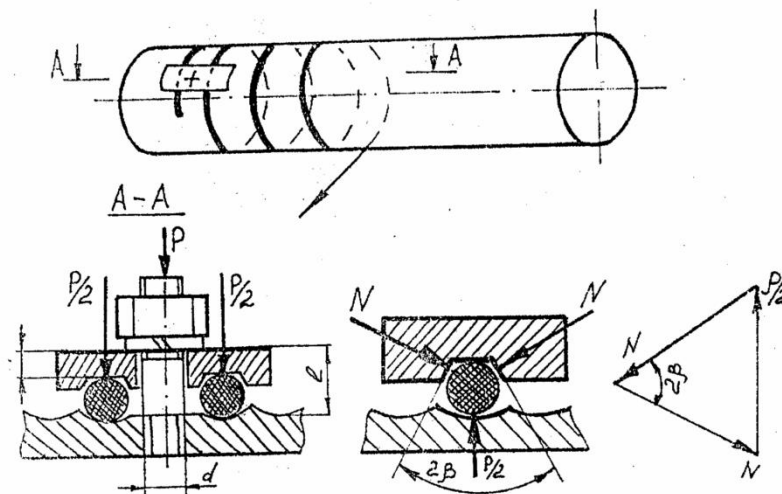


Рис. 3.2. Схема кріплення каната притисною планкою

Канат утримується від висмикування силою тертя, створеною силою притиснення планок до тіла барабана болтами або шпильками.

Сила, що висмикує канат, рівна H :

$$S_k = \frac{S_{\max}}{e^{\mu\alpha}}, \quad (3.20)$$

де $e = 2,72$ – підстава натурального логарифма; S_{\max} – максимальне зусилля у гілці поліспасти, H ; $\mu = (0,1 \dots 0,16)$ – коефіцієнт тертя ковзання між канатом і тілом барабана; $\alpha = (3 \dots 4)\pi$ – кут обхвату барабана запасними витками каната.

Сумарне зусилля розтягування болтів. H ;

$$P_p = \frac{2S_k}{(\mu + \mu_1)(e^{\mu\alpha_1} + 1)}, \quad (3.21)$$

де $\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \beta}$ – приведений коефіцієнт тертя між планкою і канатом; $\beta = (40^\circ \dots 45^\circ)$ – кут скосу кріпильної притискної планки; $\alpha_1 = 2\pi$ – кут обхвату барабана канатом при переході від однієї канавки планки до іншої.

При кріпленні каната притискною планкою в тілі болта або шпильки виникає складна напруга від розтягування і вигину, тобто

$$\sigma_{\text{торб}} = \sigma_p + \sigma_i \leq [\sigma]. \quad (3.22)$$

Залежно від діаметру каната, по нормалях вибирається притискна планка, де вказані її геометричні розміри [5, 16, 12].

Необхідна кількість болтів знаходиться з наступного виразу:

$$Z = \frac{4nkP_p}{\pi d_1^2 [\sigma]} + \frac{kP_i l}{0,1 d_1^3 [\sigma]}, \text{ т}, \quad (3.23)$$

де $n = 1,25 \dots 1,3$ – коефіцієнт, який враховує напругу кручення, виникаючу в тілі болта при його затягуванні; $k \geq 1,5$ – коефіцієнт запасу кріплення каната на барабані; $l = (d_k + h)$ – відстань від дна канавки на барабані до верхньої поверхні притискної планки, мм; d_k – діаметр каната, мм; $d_1 = 0,85d$ – внутрішній діаметр різьблення болта; d – діаметр різьблення болта, мм; $P_u = P_p m_1$ – сила, що згинає болт, прикладена між головою болта і планкою, Н.

Болти або шпильки виготовляються звичайно із сталі Ст-3 або Ст-4.

Межа текучості для Ст-3 рівна: $\sigma_m = 240$ МПа.

Допустима напруга для розрахунку болтів рівна:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{K_3},$$

де K_3 – запас міцності (приймається 1,5 для болтів діаметром більш 14 мм і 2,5 для болтів меншого діаметру).

Таким чином, задаючись діаметром болта, знаходимо необхідну їх кількість. Звичайно при діаметрі каната до 12,5 мм, приймають болти М12, до 15,5 мм, - М16, до 17,5 мм, - М20.

5. Вибір вантажозахватного пристрою.

По номінальній вантажопідйомності Q_n і залежно від групи режиму роботи механізму підйому по нормалях і ДСТУ вибирається гак, гакова підвіска і виписується її характеристика і геометричні розміри [9, 10, 12, 16]. По вказівці викладача елементи підвіски підлягають перевірконому розрахунку.

6. Питання для самоконтролю.

1. Сталеві канати, їх класифікація, аналіз і розрахунок.
2. Поліспасти, їх призначення, класифікація і визначення їх передавального числа.
3. Чому рівний коефіцієнт корисної дії поліспада?
4. Визначення максимального значення натягнення гнучкого елемента.
5. Класифікація, призначення деталей для навівання і з'в'язання гнучких елементів.
6. Як здійснюється геометричний розрахунок барабана?
7. Як виконується прочностной розрахунок барабана?
8. Кріплення кінця каната на тілі барабана, конструкція і розрахунок.

Практична робота №4

Тема: Розрахунок і компоновка механізму підйому вантажопідйомних машин.

Мета заняття: Ознайомитися з порядком розрахунку механізмів підйому вантажопідйомних машин і їх компоновкою.

Початкові дані приведені в таблиці 9

- а) номінальна вантажопідйомність – Q_{em} , т;
- б) швидкість підйому вантажу – V_n , м/хв.;
- в) висота підйому – H , м;
- г) група режиму роботи – M .

1. Порядок розрахунку механізмів підйому.

1.1. Приймається схема поліспада залежно від типу вантажопідйомної машини, її вантажопідйомності і групи режиму роботи.

Визначається передавальне число поліспада (3.1) і знаходиться коефіцієнт корисної дії поліспада по формулах (3,2 або 3,3) залежно від прийнятого типу поліспада [див. практичне заняття

3].

1.2. Визначається максимальне зусилля в гільці каната, що виходить, з поліс паста по виразу (3.4) [див. практичне заняття 3].

1.3. Знаходиться розривне зусилля в канаті і вибираються тип і розміри каната по ДСТу.

1.4. Визначаються геометричні розміри барабана (3.7) і (3,8), (3,9) і (3,10) рис. 3.1 [див. практичне заняття 3].

1.5. Знаходиться статична потужність двигуна механізму підйому, кВт:

$$N = \frac{(G_{em} + G_n)g_n}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_{np}}, \quad (4.1)$$

де G_{em} – номінальна вага вантажу, що піднімається, Н; $G_n = (0,01 \dots 0,02)G_{em}$ – вага підвіски, Н, орієнтовне значення, але можна приймати його по нормалі при виборі типу підвіски; V_n – швидкість підйому вантажу м/хв. (дана в завданні, див. табл. 9); $\eta_{np} = \eta_n \cdot \eta_o \cdot \eta_p$ – коефіцієнт корисної дії приводу; η_n – коефіцієнт корисної дії поліспаста; $\eta_o = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії барабана; $\eta_p = 0,97^2$ – коефіцієнт корисної дії двохступеневого циліндричного редуктора. Якщо редуктор триступінчатий, то його ККД рівний 0,973, черв'ячного – 0,7.

За каталогом обирається найближчий двигун за потужністю. При виборі по таблицях відповідного двигуна необхідно враховувати, що один і той же двигун при різних режимах роботи може розвивати різні потужності. Тому при необхідності повинен бути виконаний перерахунок потужності двигуна, якщо режим його роботи не відповідає групі режиму роботи механізму, по формулі:

$$N_o = N \sqrt{\frac{PB\%_m}{PB\%_o}}, \quad (4.2)$$

де N – розрахункова потужність двигуна, кВт; $PB\%_m$ – група режиму роботи механізму підйому; $PB\%_o$ – режим роботи двигуна.

Якщо вибраний двигун має потужність меншу або рівну розрахунковій, то слід перевірити двигун на пусковий момент

по коефіцієнту короточасного перевантаження двигуна:

$$\varphi = \frac{M_{нyc}}{M_{ном}} \leq [\varphi], \quad (4.3)$$

де $[\varphi] = M_{\max} / M_n$ – допустимий коефіцієнт короточасного перевантаження двигуна; $M_{ном} = 9750(N/n)$, Нм – номінальний момент, що розвивається двигуном при сталому русі; n – число оборотів двигуна, об/хв.; N – потужність двигуна, кВт; M_{\max} – максимальний момент, що розвивається двигуном, приймається за каталогом двигунів; $M_{нyc}$ – пусковий момент, що розвивається двигуном в період пуску механізму підйому, який визначається за наступним виразом:

$$M_{нyc} = \frac{(Q_{em} + m_n) D_{\delta}^2 \cdot n_{\delta}}{38,2 \cdot u_n^2 \cdot u_p^2 \cdot t_p \cdot \eta_m} + 1,15 \frac{\left[(m D^2)_{\delta} + (m D^2)_m \right] \cdot n_{\delta}}{38,2 \cdot t_p} + \frac{(G_{ep} + G_n) \cdot D_{\delta}}{2 \cdot u_n \cdot u_p \cdot \eta_m}, \quad (4.4)$$

де Q_{em} – маса вантажу, що піднімається, або вантажопідйомність крана, кг; m_n – маса гакової підвіски, кг; D_{δ} – діаметр барабана, м; n_{δ} – частота обертання ротора двигуна, хв⁻¹; u_n – передавальне число поліспасти; u_p – передавальне число редуктора, (див. пункт 1.6); η_m – коефіцієнт корисної дії механізму, $\eta_m = \eta_n \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_p$; η_n – ККД поліспасти; $\eta_{\delta} = 0,96$ – ККД барабана на підшипниках кочення; $\eta_p = \eta_{zn}^n$ – ККД редуктора; $\eta_{zn} = 0,97$ ККД зубчастієї прямозубої передачі, n – число пар зубчатих передач в редукторі; t_p – час розгону двигуна, с;

$$t_p = \frac{g_n}{60[a]},$$

де g_n – швидкість розгону вантажу, м/хв.; $[a]$ – допустимі прискорення в період пуску, м/с².

Таблиця 6

Рекомендовані значення прискорення при пуску

Найменування	$[a]$, м/с ²
Монтажні крани	до 0,1
Крани транспоруючі рідкий метал	до 0,1

Крани механоскладальних цехів, елінгів і складів	до 0,2
Крани металургійних цехів	до 0,5
Грейферні крани	до 0,8
Гакові крани, що працюють на масових перевантажувальних роботах	0,6...0,8

$(mD^2)_\delta$ – маховий момент ротора електродвигуна, кг/м²; $(mD^2)_m$ – маховий момент муфти, кг/м²; $G_{\text{вм}}$ – номінальна вага вантажу, що піднімається, Н; $G_n = (0,01...0,02) G_{\text{вм}}$ – вага підвіски, Н.

1.6. Вибір редуктора механізму підйому.

Визначається частота обертання барабана, хв.⁻¹:

$$n_\delta = \frac{V_n u_n}{\pi D_\delta}. \quad (4.5)$$

Знаходимо загальне передавальне число механізму підйому:

$$u_m = \frac{n_\delta}{n_\delta}, \quad (4.6)$$

де n_δ – частота обертання ротора двигуна, хв.⁻¹.

Редуктор вибирається по необхідному передавальному числу. Але при виборі конкретного типорозміру редуктора необхідно враховувати його навантажувальну здатність.

Типорозмір редуктора визначається шляхом порівняння розрахункового обертового моменту або вихідної потужності і консольного навантаження із значеннями, вказаними в каталозі. Крім цього, необхідно звертати увага на міжцентрову відстань редуктора важливу з умов компоновки механізму підйому.

Розрахунковий момент на валу барабана, Нм:

$$M_p = M_\delta = \frac{G_{\text{вм}} \cdot D_\delta}{2 \cdot u_n \cdot \eta_{\text{пол}}}, \quad (4.7)$$

де $M_\delta \leq M_{\text{ред}} = 9750(N_\delta/n_\delta) \cdot u_p \cdot \eta_p \cdot \varphi_\delta$ – потужність на вихідному валу редуктора, Нм; $\varphi = [\varphi]$ – коефіцієнт короточасного перевантаження двигуна.

У пояснювальній записці до практичного заняття приводиться тип і технічна характеристика обраного редуктора і його геометричні розміри, необхідні для компоновки приводу механізму підйому.

1.7. Вибір гальма механізму підйому.

Гальма механізмів підйому вибираються з умови утримання вантажу на вазі з певним запасом гальмування. тобто

$$M_{\varepsilon} = \frac{G_{\varepsilon p} \cdot D_{\delta} \cdot \eta_m}{2 \cdot u_n \cdot u_p} \cdot K, \quad (4.8)$$

де K – коефіцієнт запасу гальмування.

Таблиця 7

Значення коефіцієнта запасу гальмування

Група режиму роботи	ПВ%	До
Легкий режим	(15%) 1М, 2М, 3М	1,5
Середній режим	(25%) 4М	1,75
Важкий режим	(40%) 5М	2,0
Вельми важкий режим	(60%) 6М	2,5

За розрахунковим значенням гальмівного моменту за каталогом вибирається гальмо. Для механізмів підйому рекомендуються гальма типа ТТ, ТКГ, ТКТГ, які встановлюються на швидкохідному валу редуктора.

Враховуючи, що гальмо в підйомних механізмах є вельми відповідальним вузлом, він, згідно норм Держгірохоронпраці, підлягає обов'язковій перевірці по допустимому питомому тиску і по нагріву.

Питомий тиск на колодках гальма, МПа, рівний:

$$q = \frac{N \cdot 10^{-6}}{(\pi \cdot D_{ш} / 360) \cdot \beta \cdot B_{ш}} \leq [q], \quad (4.9)$$

На нагрів можна перевірити за питомою роботою тертя МПа м/с за виразом:

$$A_{тр} = q \cdot V_0 \cdot m \leq [A_{тр}], \quad (4.10)$$

де $N = M_{\varepsilon} / (\mu \cdot D_{ш})$ – сила натиснення колодки на шків, Н; M_{ε} – статичний гальмівний момент, Нм; $D_{ш}$ – діаметр гальмівного шківа, м; $\vartheta_0 = (\pi \cdot D_{ш} \cdot n_{ш}) / 60$ – колова швидкість на поверхні гальмівного шківа, м/с; $B_{ш}$ – ширина гальмівного шківа, м; β – кут обхвату колодками гальмівного шківа в градусах, коливається в межах від 60 до 120 град.; μ – коефіцієнт тертя

колодки об гальмівний шків.

Таблиця 8

Коефіцієнт тертя колодки об гальмівний шків

Тип обкладання	μ	$[q]$, МПа	$[A_t]$, МПа м/с
Азбестова стрічка	0,35...0,4	0,2...0,6	1,5
Вальцьована стрічка	0,42...0,48	0,3...0,6	1,5
Композиція з метал. пряжи	0,3...0,45	0,1...1,5	1,5
Колодка с/чугун	0,15...0,25	0,8...1,8	1,5
Дерев'яні	0,2...0,35	0,1...0,6	1,5

У пояснювальній записці привести тип і характеристику вибраного гальма, з необхідними для компоновки розмірами.

1.8. За діаметрами валів двигуна і редуктора, що сполучаються, за каталогом вибрати сполучні муфти типа МУВП або МЗ з гальмівним шківом.

У записці пояснення привести тип і характеристику вибраних муфт з необхідними для компоновки розмірами.

2. Компоновка механізму підйому.

Правильна або раціональна компоновка механізму підйому відображається і істотно впливає на конструкцію всього крана, його габарити, вагу, надійність і умови експлуатації. Компоновка механізму — це установка взаємного розташування вузлів (блоків) механізму, ув'язка їх з металоконструкцією візка або крана і визначення габаритних розмірів візка або механізму підйому проектованої вантажопідйомної машини.

На стадії компоновки механізму підйому рекомендується заздалегідь ознайомитися з кінематичними схемами механізмів підйому типу крана ([3], [14], [16]), що розраховується, Деякі кінематичні схеми представлені на рис. 4.1.

Рекомендується наступна послідовність роботи при компоновці механізму підйому:

1. Вибирається кінематична схема механізму підйому.
2. Вибирається схема поліспада. Доцільно провести розрахунок при декількох варіантах кратності поліспада з тим, щоб

встановити найдоцільнішу кратність з урахуванням ув'язки з параметрами редуктора і геометричними розмірами барабана.

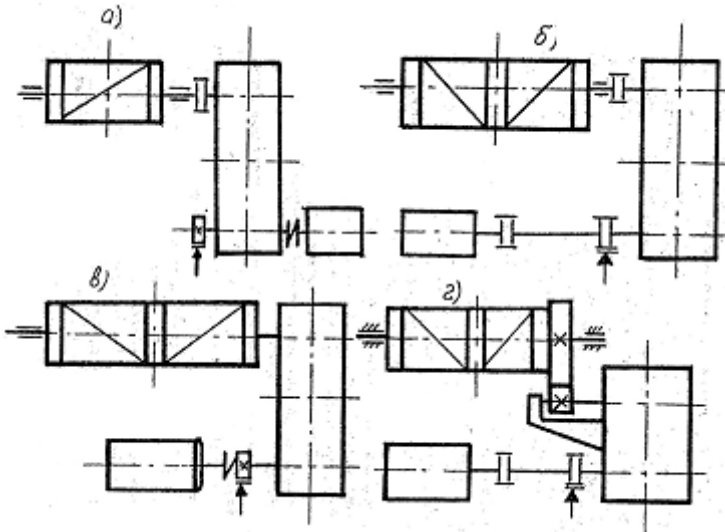


Рис. 4.1. Кінематичні схеми механізму підйому

3. Розраховується максимальне зусилля в гнучкому елементі і визначається розривне зусилля, по якому вибирається тип і розміри гнучкого елементу ланцюга або каната.

4. Розраховуються основні геометричні розміри барабана і блоків.

5. Визначається статична потужність двигуна механізму підйому і виконується вибір двигуна за каталогом.

6. Знаходиться загальне передавальне число механізму підйому.

7. Приймається тип редуктора і вибирається за каталогом, виписуються його геометричні розміри.

8. Знаходиться необхідний гальмівний момент по якому в каталозі вибирається тип і геометричні розміри гальма.

При компоновці механізму підйому необхідно звертати увагу на:

- рівномірний розподіл ваги механізму між ходовими колесами або несучими балками рами приводу. Відстань від середини барабана до подовжньої осі ходових коліс або ферми крана

повинне бути однаковим. В цьому випадку навантаження від ваги вантажу, що піднімається, порівну розподілятиметься на головні балки моста або підкоси і тягу стрілового крана;

- розташування центру ваги підвіски повинне проходити по середині бази візка, що дозволяє рівномірно розподілити тиск від ваги вантажу, що піднімається, між ходовими колесами. Іноді з метою кращого зчеплення приводних ходових коліс з рейкою центр підвіски зміщується у бік приводних коліс;

- розташування по можливості верхніх блоків поліспада над візком, що полегшує їх монтаж і демонтаж;

- встановлення гальмівного шківів гальма механізму підйому на швидкохідному валу редуктора;

- розміщення редуктора механізму підйому і зовнішні опори барабана над подовжніми балками візка або рами механізму, пов'язаного з несучими стрижнями металоконструкції.

Компоновку слід виконувати на міліметровій і прикладати до звіту або записки пояснення практичного заняття.

3. Питання для самоконтролю

3.1 Як виконується перерахунок потужності двигуна, якщо його група режиму роботи не відповідає групі режиму роботи механізму?

3.2 Чому рівний коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна?

3.3 У чому фізичне значення коефіцієнта короткочасного перевантаження двигуна?

3.4 Наведіть порядок розрахунку механізму підйому для його компоновки.

3.5 З яких умов вибирається гальмо механізму підйому?

3.6 За якими параметрами вибирається редуктор механізму підйому?

3.7 Визначте номінальну потужність двигуна.

3.8 Чому рівне загальне передавальне число приводу механізму підйому?

3.9 Визначте максимальне зусилля в підйомному канаті.

3.10 Чому рівний діаметр барабана і від чого залежать його розміри?

3.11 Які вимоги пред'являються до компоновки механізму

підйому?

3.12 Від чого залежить максимальне зусилля в канаті?

3.13 Чому рівна потужність двигуна механізму підйому?

3.14 Запишіть статичний момент на валу гальма.

3.15 Запишіть потужність двигуна, приведену до валу барабана.

Таблиця 9

Початкові дані для розрахунку

Варіант	Тип крана	Номінальна вантажопідйомність $Q_{вт}$, т	Швидкість підйому V_n , м/хв.	Висота підйому H , м	Група режиму роботи
1	Стрілові крани	3	18	18	5М
2	.-.	4	12	13	6М
3	.-.	5	15	16	3М
1	2	3	4	5	6
4	.-.	7	10	15	4М
5	.-.	8	9	17	5М
6	.-.	10	10,5	20	4М
7	.-.	12	10,5	21	6М
8	Мостові крани	5	12	20	6М
9	.-.	10	16	18	6М
10	.-.	15	14	18	5М
11	.-.	20	14	17	5М
12	.-.	25	13	16	4М
13	.-.	30	12,5	17	4М
14	Консольні крани	3	18	21	5М
15	.-.	5	16	14	5М
16	.-.	7	14	16	4М
17	.-.	9	12	15	5М
18	.-.	10	14	17	6М
19	.-.	12	11,5	18	6М
20	.-.	15	12	16	3М
21	Козлові крани	5	15	25	5М
22	.-.	10	16	30	6М
23	.-.	15	12	27	5М
24	.-.	20	11	25	4М
25	.-.	25	12	25	6М

Практична робота №5

Тема: Розрахунок і компоновка механізмів пересування вантажопідйомних машин.

Мета заняття: ознайомитися з порядком розрахунку механізмів пересування вантажопідйомних машин і їх компоновкою.

Початкові дані для розрахунку (таблиця 14):

- а) вантажопідйомність - Q_n , Т;
- б) маса візка - m_v , Т;
- в) маса крана - m_k , Т;
- г) швидкість пересування - \mathcal{Q}_n , м/хв.;
- д) група режиму роботи - K .

1. Розрахунок механізмів пересування.

Залежно від типу вантажопідйомної машини і призначення вибирається кінематична схема механізму (рис. 5.1).

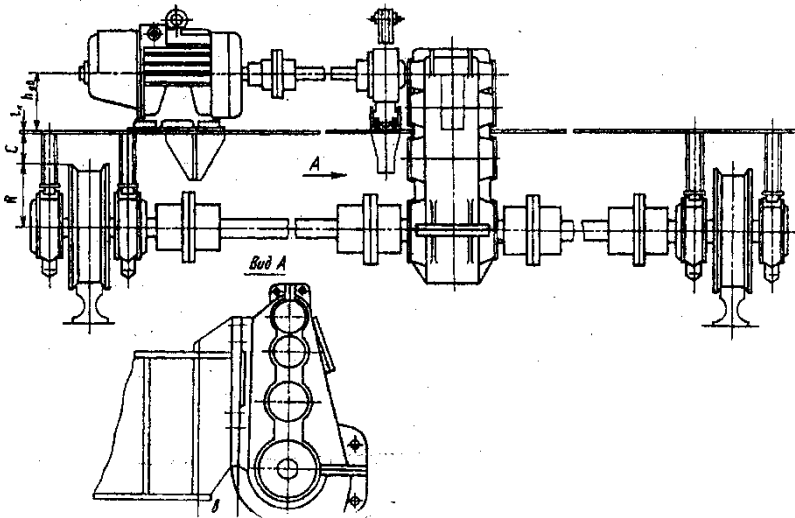


Рис. 5.1. Схема механізму пересування візка

Механізми пересування візків можуть бути як з канатною тягою, так і без неї, у останніх переміщення здійснюється не тяговою силою, а силою зчеплення ходових коліс з рейкою. Після вибору схеми механізму пересування приступають до його розрахунку.

1.1. Вибір і розрахунок ходових коліс.

Для попереднього(компонувального) розрахунку механізму пересування необхідно визначити навантаження на ходові колеса візка або крана.

Допускається на цій стадії проектування, приймати тиск на ходові колеса рівними. Але необхідно мати на увазі, що насправді вони не рівні, тому надалі, після закінчення ескізної компоновки механізму пересування крана або візка, визначаються реальні навантаження на ходові колеса, після чого виконується уточнений розрахунок ходових коліс по максимальному навантаженню.

Таким чином, навантаження на одне ходове колесо чотириколісного візка, рівна (кН):

$$P_{x.k} = \frac{G_{zp} + G_m}{4}. \quad (5.1)$$

По максимальному статичному навантаженню визначається діаметр доріжки катання ходового колеса і відповідний тип рейки, таблиця 10.

Потім по ДСТу 3569-74 визначаються розміри обраного ходового колеса крана, рис. 5.2 D_n, d_o, B_o, B_1 ([8], [12], [5]).

Таблиця 10

Діаметр доріжки катання ходових коліс і типи рейок

Максимальне статичне навантаження, кН	Діаметр хо-дового колеса, мм ДСТу 3569-74	Тип рейки	Ширина рейки, мм ДСТу 4693-77
30...50	200, 250	P24 (ДСТу 6368-82)	40, 45, 50
50...100	320, 400	P43 (ДСТу 7173-54), КР70 ДСТу 4121-76)	50, 55, 60
100...200	400, 500	P43, P60, (ДСТу 7174-75), КР70 (ДСТу 4121-76)	50, 55, 60
200...250	500, 560, 630	P43, P50, КР70, КР80 (ДСТу 4121-76)	60, 65, 70
250...320	630, 710	P43, P50, КР80, КР100 (ДСТу 4121-76)	70,75,80
320-500	710, 800	КР80, КР100 (ДСТу 4121-76)	70,75,80

1.2. Статичний опір переміщенню візка або крана на горизонтальному рейковому шляху в закритому приміщенні визначається без урахування вітрового навантаження і ухилу шляху, кН.

$$W_{\theta} = \frac{K_p (G_{\text{вм}} + G_{\theta}) \cdot (2 \cdot f + \mu \cdot d_0)}{D_{\text{х.к}}}, \quad (5.2)$$

де K_p – коефіцієнт, що враховує тертя реборд об рейку і маточин коліс об прилеглі конструкції рами візка, табл. 11; $G_{\text{вм}}$ – номінальна вага вантажу, що піднімається, Н; G_{θ} – вага візка, Н; $D_{\text{х.к}}$ – діаметр ходового колеса, см; d_0 – діаметр осі ходового колеса, см; f – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці, див. таблиця 12; μ – коефіцієнт тертя ковзання на осі ходового колеса, табл. 13.

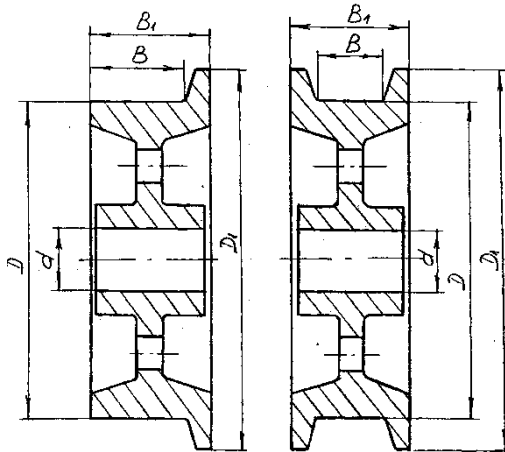


Рис. 5.2. Ходове колесо крана

Таблиця 11

Коефіцієнт K_p , що враховує тертя реборд і маточин коліс об рейку

Тип механізму	Обід ходового колеса	Привід механізму	K_p
Кран	Циліндровий	Центральний	1,5
Кран	Циліндровий	Роздільний	1,1
Візки	Циліндровий	Троллейне підведення	2,5
Візок	Циліндровий	Гнучким кабелем	2,0

Таблиця 12

Коефіцієнт тертя кочення сталевих коліс по рейці

Головка рейки	Діаметр ходового колеса, мм				
	200, 250, 320	400, 500, 560, 630	710	800, 900	100
Плоска	0,03	0,05	0,06	0,7	0,7
Скруглена	0,04	0,06	0,08	1,00	1,20

Таблиця 13

**Коефіцієнт тертя ковзання і кочення
(умовно приведені до валу або осі)**

Підшипник	Мастило густе	Мастило рідке
КОВЗАННЯ		
сталь по сталі	0,09...0,11	0,04...0,06
сталь по чавуну	0,07...0,09	0,04...0,06
сталь по бронзі	0,06...0,08	0,04...0,06
КОЧЕННЯ		
Кулькові	0,01...0,015	
Роликові	0,015...0,02	
Голчаті	0,05...0,07	

1.3. Знаходимо статичну потужність двигуна, кВт:

$$N_c = \frac{W_e \cdot g_n}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_m}, \quad (5.3)$$

де W_e – сила опору переміщенню від сил тертя, Н; g_n – швидкість пересування, м/хв.; η_m – ККД механізму пересування, ККД редуктора. ($\eta = 0,97$ однієї зубчастої передачі в масляній ванні).

При великих швидкостях (коли виникають значні сили інерції) потужність двигуна заздалегідь знаходиться за формулою, кВт:

$$N = \frac{[W_e + (1,1 - 1,3) \cdot P_i]}{1000 \cdot 60 \cdot \varphi \cdot \eta_m}, \quad (5.4)$$

де P_i – сила інерції маси візка (крана) і вантажу, Н

$$P_i = \frac{(Q_n + m_m) \cdot V_{nep}}{t_p}, \quad (5.5)$$

де $\varphi = M_{nyc}/M_n = 1,5 \dots 1,6$ – коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна в період несталого руху, для двигунів змінного струму з фазовим ротором; t_p – час розгону механізму до номінальної швидкості, який визначається з умови відсутності буксування по тому, що допустимому прискоренню:

$$t_p = \frac{V_n}{60 \cdot [a]}, \quad (5.6)$$

$[a]$ – допустиме прискорення з умов відсутності буксування, яке визначається по наступному виразу:

$$[a] = g \left\{ \varphi_c \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{1}{k_3} - \frac{K_p}{D_{x.k}} \left[2f + \mu d_o \left(1 - \frac{m}{n} \right) \right] \right\}, \quad (5.7)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; φ_c – коефіцієнт зчеплення приводних ходових коліс з рейкою: для кранів, що працюють на відкритому повітрі $\varphi_c = 0,12$; для кранів, встановлених в закритому приміщенні $\varphi_c = 0,15$; для кранів, що працюють з пісочницею $\varphi_c = 0,25$; m – число приводних ходових коліс; n – загальне число ходових коліс; $k_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу зчеплення; η_m – ККД механізму пересування. Аналогічно, як і при виборі двигуна за таблицями, необхідно враховувати, що один і той же двигун при різних режимах роботи може розвивати різні потужності. Тому при необхідності повинен бути виконаний перерахунок потужності якщо режим роботи двигуна не відповідає режиму роботи механізму пересування, по формулі (5.2).

Окрім цього, двигун повинен бути перевірений за пусковим моментом: при цьому одержаний коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна повинен бути менше допустимого для двигуна даного типу.

$$\varphi \leq \varphi_d;$$

$$\varphi = \frac{M_{nyc}}{M_n} \leq [\varphi] = \frac{M_{\max}}{M_n}, \quad (5.8)$$

$$\text{де } M_{\text{нyc}} = \frac{(Q + m_m) \cdot D_{x.k}^2 \cdot n_{\partial}}{38,2 \cdot u_p^2 \cdot t_p \cdot \eta_m} + C \cdot \frac{(mD^2)_1 \cdot n_{\partial}}{38,2 \cdot t_p} + \frac{K_p (G_{em} + G_m) \cdot (f + \mu \cdot \frac{d}{2})}{u_p \cdot \eta_m} \quad (5.9)$$

$(mD^2)_{\partial}$ – маховий момент мас, що розташовані на валу електродвигуна, кг/м²;

$M_n = 9750 \frac{N}{n}$, Нм – номінальний момент двигуна;

$C=1,15\dots2,25$ – коефіцієнт, що враховує кінетичну енергію подальших мас приводу механізму пересування, що обертаються;

M_{max} – максимальний момент, що розвивається двигуном, Нм (береться з каталога при виборі двигуна).

1.4. Вибір редуктора.

Передавальне число механізму пересування при номінальній частоті обертання ротора двигуна n_{∂} і ходового колеса $n_{x.k}$, рівне:

$$u_o = \frac{n_{\partial}}{n_{x.k}}, \quad (5.10)$$

де $n_{x.k} = \mathcal{G}/(\pi \cdot D_{x.k})$ – частота обертання ходового колеса, об/хв.; $D_{x.k}$ – діаметр ходового колеса, м; $\mathcal{G}_{\text{пер}}$ – швидкість пересування, м/хв.

Потім розв'язується питання про реалізацію передавального числа в редукторі або в необхідності використання відкритої зубчатої передачі залежно від кінематичної схеми механізму пересування і його компоновки, що приймається. У останньому випадку передавальне число розбивається на два: відкритої зубчатої передачі і редуктора:

$$U_{\text{про}} = u_p \cdot u_{o.n}. \quad (5.11)$$

Редуктор вибирається, виходячи з передавального числа і передаваної потужності або моменту, що крутить. При цьому необхідно враховувати радіальне навантаження на вихідному валу редуктора. Звично в механізмах пересування візка або крана передбачається установка вертикального редуктора типа ВКН, ВК, ВКУ або горизонтального редуктора типа Ц2, Ц3 ([3], [5], [8], [10], [12], [13]).

1.5. Вибір гальма механізму пересування.

Гальма механізму пересування вибираються за ДСТУ, за гальмівним моментом, який визначається з умови погашення кінетичної енергії поступально рухомих і обертаються мас приводу механізму пересування з вантажем, що транспортується, за формулою:

$$M_m = \frac{n_l}{38,2 \cdot t_m} \left[\frac{(Q_{em} + m_m) \cdot D_{x.k}^2 \cdot \eta_m}{u_o^2} + C(mD^2) \right] - \frac{\left[(G_{em} + G_m) \cdot \left(f + \mu \cdot \frac{d_o}{2} \right) \right] \cdot \eta_m}{u_o} \quad (5.12)$$

де t_m – час гальмування механізму пересування, с.

$$t = \frac{\vartheta_{nep}}{60[\lambda]}, \quad (5.13)$$

$[\lambda]$ – допустиме уповільнення за відсутності явища «юз», м/с²,

$$[\lambda] = g \left\{ \frac{m}{n} \frac{\varphi}{K_c} + \frac{K_p}{D_{x.k}} \left[2f + \mu d_o \left(1 - \frac{m}{n} \right) \right] \right\}, \quad (5.14)$$

(mD^2) – маховий момент мас, що обертаються, розташованих на валу двигуна, кг·м²;

$$(mD^2) = (mD^2)_o + (mD^2)_m + (mD^2)_{ш};$$

$(mD^2)_o$ – маховий момент ротора двигуна, кг·м²;

$(mD^2)_m$ – маховий момент сполучної муфти, кг·м²;

$(mD^2)_{ш}$ – маховий момент гальмівного шків, кг·м².

Значення махових моментів знаходиться за ДСТами на ці вузли і деталі, [3], [5], [10], [12], [13].

Щоб уникнути руху нерухомих коліс юзом при гальмуванні, виконується ще перевірка на відсутність буксування за наступним виразом:

$$M_m \leq \frac{G_{кр} \cdot D_{x.k} \cdot \frac{m}{n} \cdot \varphi \cdot \eta_m}{2u_p}, \quad (5.15)$$

де $G_{кр}$ – вага крана або візка, Н; m – число приводних ходових

коліс; n – загальне число ходових коліс; φ – коефіцієнт зчеплення приводних ходових коліс з рейкою.

1.5.1. Перевірка гальма на питомий тиск і на питому роботу тертя.

У основу сучасного кранобудування встановлений принцип максимальної надійності машин, тривалої роботи їх без ремонту і заміни деталей, що зношуються. У зв'язку з цим при виборі і проектуванні гальм для забезпечення їх довговічності прагнуть, по можливості, знижувати питомий тиск на колодках. Питомий тиск зумовлює інтенсивність зносу колодки і шківів, а також частоту заміни колодки або її обкладання.

Згідно норм Держгірохоронпраці всі гальмівні пристрої повинні бути перевірені на питомий тиск колодок за формулою:

$$q = \frac{N \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi \cdot D_{ш}}{360} \cdot \beta \cdot B_{ш}} \leq [q], \quad (5.16)$$

де $N = (2M_m)/(\mu D_{ш})$ – нормальне зусилля притиснення колодки до шківів, Н; M_m – гальмівний момент, що розвивається гальмом в процесі гальмування, Н; $D_{ш}$ – діаметр гальмівного шківів, м; $B_{ш}$ – ширина колодки, м; $\beta = 60 \dots 100$ – кут охоплення шківів однією колодкою, в градусах; μ – коефіцієнт тертя колодки об шків.

Інтенсивність зношення колодок залежить не тільки від питомого тиску, але і від швидкості ковзання колодок об шківів у процесі гальмування.

Тому виконується перевірка гальма на питому роботу тертя або нагріву за виразом:

$$A_m = q \cdot \vartheta \cdot \mu \leq [q], \quad (5.17)$$

де $\vartheta = (\pi \cdot D_{ш} \cdot n_{ш})/60$ – колова швидкість на поверхні гальмівного шківів, м/с.

6.2. Розрахунок механізмів пересування з канатною тягою

Особливістю візків, що переміщуються за допомогою канатної тяги (рис. 5.3), є значний опір руху, що викликається втратами на тертя в опорах блоків і вигину підйомного каната при переміщенні по блоках поліспаста, втрати на провисання каната, а також опору переміщенню, виникаючі в ходових колесах від

сил тертя кочення коліс по рейках, тертя на осях ходових коліс, тертя ковзання реборд коліс об головки рейки.

Повний опір переміщенню візка з канатною тягою рівний:

$$W = W_1 + W_2 + W_3;$$

$$W = K_p;$$

$$W = K_p \frac{G_{\text{см}} + G_m}{D_{\text{х.к}}} (2f + \mu \cdot d_0) + \frac{G_{\text{см}}}{\eta + 1} \left(\frac{1}{\eta} + \eta^2 \right) + \frac{q \cdot l^2}{8[y]}, \quad (5.18)$$

де $\eta = 0,96 \dots 0,98$ – ККД блоку; $[y] = (1/30 \dots 1/50)l$ – допустиме прогинання каната, провисання тягового каната звичайно приймається $(0,1 \dots 0,15)$ м; l – довжина каната при крайньому положенні візка, м; q – маса одного погонного метра тягового каната. Для канатної тяги заздалегідь можна приймати $q = 0,5$ кг/м з подальшою перевіркою за розривним зусиллям і внесенням відповідних корективів в розрахунок.

Примітка: значення решти величин відповідає формулі (5.2).

2.1. Розривне зусилля в тяговому канаті, дорівнює:

$$P_p = WK, \quad (5.19)$$

де K – запас міцності каната (табл. 4)

За розривним зусиллям за ДСТУ вибирається тип і розміри тягового каната.

По аналогії з механізмом підйому визначаються геометричні розміри барабана. Частота обертання барабана визначається за заданою швидкістю пересування візка:

$$n_{\delta} = \frac{g_m}{\pi \cdot D_{\delta}}, \quad (5.20)$$

2.2. Натяжіння в тяговому канаті в нижній гілці з урахуванням опору кінцевого блоку, Н.

$$T = \frac{W}{\pi \cdot D_{\delta}}, \quad (5.21)$$

2.3. Колове зусилля на приводному барабані механізму пересування з канатною тягою, Н:

$$P = T - \frac{q \cdot l^2}{8 \cdot [y]}, \quad (5.22)$$

2.4. Статична потужність двигуна механізму пересування візка з

канатною тягою, кВт:

$$N = \frac{P \cdot \eta_{\text{пер}}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_m}, \quad (5.23)$$

де η_m – ККД приводу механізму пересування.

2.5. Підбір редуктора залежно від прийнятої кінематичної схеми приводу механізму пересування з канатною тягою:

$$u_p = \frac{n_l}{n_b}, \quad (5.24)$$

2.6. Вибір гальма механізму пересування з канатною тягою, Нм:

$$M_m = M_c \cdot K = \frac{m \cdot D_b}{2 \cdot u_p} \cdot \eta_m \cdot K, \quad (5.25)$$

де K – коефіцієнт запасу гальмування в даному випадку можна прийняти рівним 1,5; η_m – ККД механізму пересування.

Для даної схеми механізму пересування перевірку двигуна за пусковим моментом і візка на буксування, тобто на запас зчеплення ходових коліс з рейками, виконувати не вимагається.

3. Розрахунок ходових коліс на міцність.

Сучасний метод розрахунку ходових коліс кранів враховує об'ємний напружений стан в зоні контакту колеса з рейкою. При цьому ефективні приведені напруги не повинні перевищувати допустимі напруги з урахуванням числа оборотів ходового колеса за весь термін його служби. Напруга в зоні контакту обода ходового колеса крана і рейки, МПа, буде:

з опуклою головкою рейки:

$$\sigma = 7500 \cdot K \cdot K_f \sqrt[3]{\frac{K_D \cdot P_{\max}}{D_{x.k}^2}}; \quad (6.26)$$

з плоскою головкою рейки:

$$\sigma = 340 \cdot K_f \sqrt{\frac{K_D \cdot K_H \cdot P_{\max}}{B \cdot D_{x.k}}}, \quad (5.27)$$

де P_{\max} – максимальний тиск ходового колеса, кН; $B=B_0-2r$ – робоча ширина рейки, см; B_0 – загальна ширина рейки, см; r – радіус заокруглення головки рейки, см; $D_{x.k}$ – діаметр ходового

колеса, см; K – коефіцієнт, залежний від відношення радіусу заокруглення головки рейки до діаметру ходового колеса [5], [12];

K_f – коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження на напруги в зоні контакту [5], [12]; K_D – коефіцієнт динамічності пари колесо-рейка визначається по виразу: $K_D=1+a\vartheta$; ϑ – номінальна швидкість пересування, м/с; a – коефіцієнт, залежний від жорсткості шляху крана, м/с [5], [12]; K_n – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині рейки приймається $K_n=2,0$ при спиранні на балансири візки $K_n=1,5$.

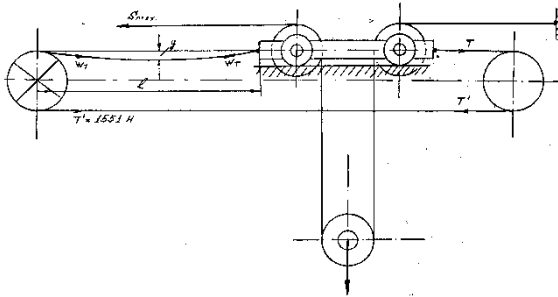


Рис. 5.3. Схема механізму пересування з канатною тягою

Допустимі напруги приведеному числі оборотів колеса « N » за термін служби:

$$[\sigma_n] = [\sigma_0] \cdot 9 \sqrt{\frac{10^4}{N}}, \quad (5.28)$$

де $N = qN_c$ – приведене число оборотів ходового колеса за весь термін служби; N_c – повне число обертів колеса за весь термін служби,

$$N_c = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{\vartheta_3}{\pi \cdot D_{x.k}} \cdot T_{\text{маш}} \quad (5.29)$$

де $\vartheta_3 = \beta \vartheta$ – усереднена швидкість пересування колеса, м/с; ϑ – номінальна швидкість пересування, м/с; β – коефіцієнт, залежний від відношення часу несталої руху t_n до повного часу пересування t [5], [12]; $T_{\text{маш}}$ – машинний час роботи ходового колеса за годиннику за весь термін служби, [5], [12]; q –

коефіцієнт приведення числа оборотів [5], [12]. За відсутності початкових даних завантаження ходових коліс значення q допускається приймати залежно від відношення мінімального навантаження на ходове колесо P_{\min} до максимального навантаження P_{\max} ;
[σ_0] – допустимі напруги при $N < 10^4$ МПа [5], [12].

6.4. Компоновка механізму пересування.

При компоновці механізму пересування необхідно приділити увагу наступним питанням:

1. Розташування механізмів пересування на рамі візка або на металоконструкції крана повинне забезпечити її мінімальні габарити (колію і базу), а також рівномірний розподіл маси візка або маси механізму пересування на ходові колеса або на раму металоконструкції.
2. Компонується механізм пересування візка з урахуванням можливого кріплення редуктора і розташування валу при вже намічених елементах рами візка. Таким чином, визначається положення приводних ходових коліс візка (колії).
3. Орієнтовно проектуються контури рами візка з обліком можливості проходження обслуговуючого персоналу при ремонтах і регулюваннях устаткування.
4. Визначається центр ваги рами візка, який з достатнім ступенем точності можна вважати розташованим в геометричному центрі візка.
5. Знаходиться база візка з умов однакового навантаження на приводні і не-приводні колеса.
6. В механізмах пересування з канатною тягою колія візка визначається компоновкою механізму підйому (відстанню між фермами крана), база – розмірами вантажних блоків.

Примітка: докладніші вказівки по компоновці механізмів пересування приведені в спеціальній літературі [12].

Необхідно зважити на те, що компоновка механізмів — це процес творчий, який вимагає узгодження і перегляду етапів проектування механізмів, опрацювання декількох варіантів, аналізу і вибору найкращого, задовольняючого всім вимогам, створення сучасних вантажопідйомних машин.

6.4. Питання для самоконтролю.

1. Які опори виникають при пересуванні візка крана?
2. Визначте потужність двигуна механізму пересування візка.
3. З яких умов вибирається гальмівні пристрої для механізмів пересування?
4. З яких умов виконується перевірка механізму пересування на буксування і на відсутність явища юза?
5. За якими параметрами вибирається редуктор?
6. Як виконується перевірка обраного двигуна?
7. Які додаткові опори виникають в механізмах пересування з канатною тягою?
8. Що потрібно зробити, якщо режим роботи двигуна не відповідає групі режиму роботи механізму пересування ?
9. Як визначити загальне передавальне число механізму?
10. Найдіть число оборотів ходового колеса, якщо задана швидкість пересування візка.

Таблиця 14

Початкові дані для розрахунку

Варіант	Q_n , т	m_n , т	$V_{пер}$, м/хв	Група режиму роботи	Струмопівід троллейний	Струмопівід кабельний
1	2	3	4	5	6	7
1	3	1,9	35	4М	-	К
2	5	2,0	40	5М	Т	-
3	7	2,2	37	5М	-	К
4	10	2,4	32	5М	-	К
5	12	2,9	30	6М	Т	-
6	16	3,6	35	6М	-	К
7	18	4,0	40	5М	Т	-
8	20	4,2	30	4М	-	К
9	25	4,5	37	5М	Т	-
1	2	3	4	5	6	7
10	27	4,8	35	4М	Т	-
11	30	5,0	32	4М	-	К
12	35	5,2	28	5М	-	К
13	40	5,8	30	5М	Т	-
14	50	6,0	20	6М	Т	-
15	56	6,2	25	6М	-	К
1	2	3	4	5	6	7

Візок з канатною тягою						
16	1,0	0,2	16	4М	-	-
17	1,5	0,23	14	5М	-	-
18	2,0	0,3	15	5М	-	-
19	2,5	0,35	12	4М	-	-
20	3,0	0,4	15	5М	-	-
21	3,5	0,42	20	5М	-	-
22	4,5	0,48	21	4М	-	-
23	5,5	0,52	18	6М	-	-
24	5,0	0,5	17	6М	-	-
25	8,0	0,55	16	6М	-	-

Практичне заняття №6

Тема: Розрахунок компоновка механізму повороту

Мета заняття – ознайомитися з порядком розрахунку і компоновки механізмів повороту вантажопідійомних машин.

Початкові дані, (табл. 15)

- а) Вантажопідійомність – Q_{cp} , Т,
- б) Виліт – a , м,
- в) Висота підйому вантажу – H , м,
- г) Частота обертання крана – $n_{кр}$, мін^{-1} ,
- д) Група режиму роботи – i , м.

1. Розрахунок механізму повороту крана

Для визначення потужності двигуна механізму повороту поворотної частини крана необхідно заздалегідь побудувати геометричну розрахункову схему крана і вибрати типи і конструкцію опор його поворотної частини.

Розрахункові геометричні схеми поворотної частини крана приведені на рис. 1.

1.1. Для одноопорних кранів (рис. 6.1, а)

З урахуванням висоти підвіски $h_{нід} \geq 0,5$ м знаходиться верхня точка стріли крана, тобто

$$H_{про} = H + h_{нід}.$$

Висота колони звичайно приймається в межах $h_{до} = (0,45-0,6) \cdot a$.

З умови рівності моментів в навантаженому M_n і розвантаженому M_p стані крана щодо осі повороту знаходиться

вага противаги Н:

$$G_{np} = \frac{G_{гр} \cdot a}{2 \cdot c} + \frac{G_{кр} \cdot b}{c}, \quad (6.1)$$

де $c = 0,5 a$ – відстань від осі обертання крана до центру ваги противаги, м; $b = (1/4 - 1/6) a$ – відстань від осі обертання крана до центру тяжкості крана, м; $G_{кр} = (1/1,2 - 1/3) G_{зр}$ – вага поворотної частини крана з механізмами, Н.

З умов рівності перекидаючого і поновлюючого моментів знаходяться горизонтальні реакції на опори крана, Н.

$$H_r = \frac{G_{гр} \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{np} \cdot c}{h_k} \quad (6.2)$$

Вертикальна реакція на опору, Н:

$$V = G_{зр} + G_{кр} + G_{np}. \quad (6.3)$$

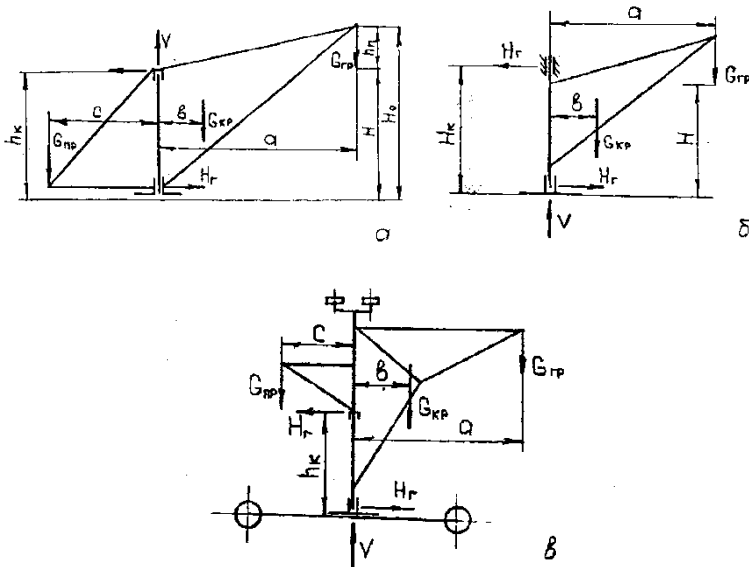


Рис. 6.1. Розрахункова схема поворотної частини крана

1.2. Для двоопорних кранів (рис. 6.1, б).

Необхідно мати на увазі, що проєктований кран повноповоротний, тому верхня опору розташовують так, щоб

розтяжконе торкалися виступаючих частин візка.

Точка кріплення верхньої опори з урахуванням підвіски рівна:

$$H_k = H_o + (0,5-0,6) \text{ м.}$$

Вагу поворотної частини крана з візком можна приймати рівним, Н:

$$G_{кр} = (0,6-0,85) G_{зр}.$$

Відстань від центру ваги поворотної частини крана до осі повороту можна приймати $e = (0,25 - 0,3) \cdot a$.

Визначення опорних реакцій виходить з умови рівності перекидаючого і поновлюючого моментів, $M_{опр} = M_{вост}$.

$$H_r = \frac{G_{гр} \cdot a + G_{кр} \cdot b}{H_k} \quad (6.4)$$

Вертикальна реакція від ваги вантажу поворотної частини крана рівна Н:

$$V = G_{зр} + G_{кр} \quad (6.5)$$

1.3 Для монорельсових кранів (рис. 6.1, в)

Вага противаги монорельсового крана визначається за виразом (8.1).

Висота колони звичайно приймається в межах $h_k = (0,45-0,5) \cdot a$.

Горизонтальні опорні реакції монорельсового крана рівні Н:

$$H_r = \frac{G_{гр} \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{пр} \cdot c}{h_k} \quad (6.6)$$

Вертикальна опорна реакція від ваги вантажу і поворотної частини крана у Н рівна:

$$V = G_{зр} + G_{кр} + G_{пр} \quad (6.7)$$

1.4. Вибір конструкції і типу опор поворотних кранів

Можливе використання різних конструкцій і типів опор поворотних кранів представлених на рисунку - 6.2.

Радіальні опори поворотних кранів можуть бути:

1) на підшипниках ковзання, рисунок – 6.2, а

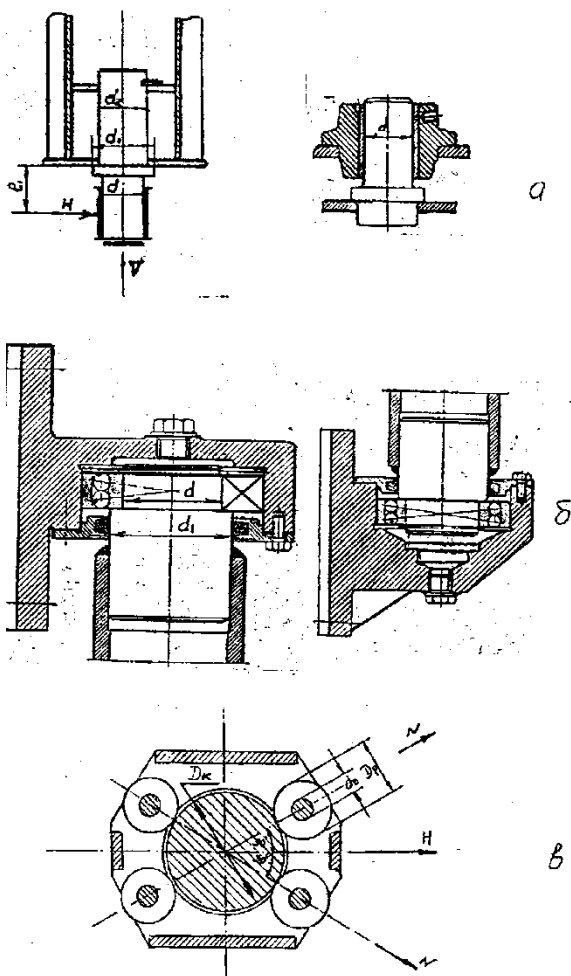


Рис. 6.2. Конструкції опор поворотної частини крана

Момент опору повороту від сил тертя, Нм.

$$M_{\text{тр}}^1 = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot H_{\text{г}} \cdot d, \quad (6.8)$$

де d – діаметр цапфи підшипника ковзання, м, μ – коефіцієнт тертя ковзання, таблиця 13.

2) на підшипниках кочення, рисунок - 6.2, в

Момент опору повороту від сил тертя, Нм.

$$M_{\text{тр}}^1 = \frac{H_{\text{г}} \cdot f \cdot d_o}{2}, \quad (6.9)$$

де f – приведений коефіцієнт тертя кочення, табл. 13; d – внутрішній діаметр підшипника, м.

У кранах на колоні нижню опору, що сприймає горизонтальне навантаження (радіальні), звичайно виконують у вигляді роликової коробки, закріпленої на поворотній частині крана..

3) роликова коробка, рис. 6.2, б.

Момент опору від сил тертя в роликовій коробці, Н м.

$$M_{\text{тр}}^2 = \left[\frac{H_{\text{г}} \cdot f}{r_p \cdot \cos \alpha} (R_k + r_p) + \frac{H_{\text{г}} \cdot \mu \cdot r_o}{r_p \cdot \cos \alpha} \cdot R_k \right] \cdot 10^{-2} \quad (6.10)$$

де R_k – радіус колони. Залежно від вантажопідйомності діаметр колони приймається $D_k=250\ldots350$ мм. з розрахунку на вигин; $r_p=(0,4 - 0,5) R_k$ – радіус ролика, см; $r_{\text{по}} = (0,4 - 0,5) r_p$ – радіус осі ролика, см; $\alpha = 30^\circ$ – угол розташування роликів по відношенню до горизонтальної сили, діючій на радіальну опору. Опори, що сприймають вертикальні навантаження, можуть бути на підшипниках ковзання, рис. 6.3.

1) Суцільна п'ята, рис. 6.3, а.

Момент опору повороту від сил тертя, Н м:

$$M_v^3 = \frac{V \cdot \mu \cdot 10^{-2}}{3 \cdot d}, \quad (6.11)$$

де d – діаметр п'яти, см.

Діаметр п'яти визначається з умови допустимого питомого тиску за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot [q] \cdot \beta}}, \quad (6.12)$$

де $\beta=0,8-0,9$ – коефіцієнт, що враховує зменшення площі п'яти за рахунок канавок; $[q] = (12-15)$ МПа – допустимий питомий тиск.

2) Кільцева п'ята, рис. 6.3, б

Момент опору повороту від сил тертя, Н м:

$$M_v^3 = \frac{V \cdot \mu \cdot (d_H^3 - d_B^3) \cdot 10^{-2}}{3 \cdot (d_H^2 - d_B^2)}, \quad (6.13)$$

де d_H – зовнішній діаметр кільцевої п'яти, см; d_B – внутрішній діаметр кільцевої п'яти, см:

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot [q] \cdot \beta}} + d_B^2 \quad (6.14)$$

Можна приймати співвідношення діаметрів в межах: $d_B/d_H = 0,4 \dots 0,6$

3) На підшипниках кочення рисунок - 6.3, а:

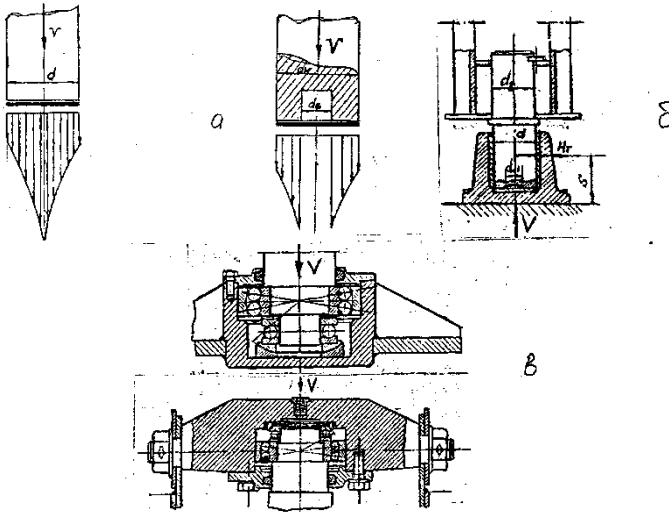


Рис. 6.3. – Конструкція опор

$$M_v^3 = \frac{2 \cdot V \cdot f \cdot R_{б.д} \cdot 10^{-2}}{d_{ш}}, \quad (6.15)$$

де V – сила ваги поворотної частини крана з вантажем, Н; $R_{б.д}$ – радіус бігової доріжки напoeглого шарикопідшипника, см:

$$R_{б.д} = \frac{R_H + R_B}{2}$$

$d_{ш}$ – діаметр кульки опорного підшипника, див.

1.5 Визначення потужності двигуна механізму повороту.

Будь-який кран обладнаний механізмом повороту повинен мати три опори, два - сприймаючі горизонтальні (радіальні) навантаження, створювані поновлюючим моментом і одне сприймаюче вертикальне навантаження від власної ваги поворотної частини машини з вантажем, що транспортується, тобто сумарний момент опору повороту крана від сил тертя:

$$M_w = M^{1mp} + M^{2mp} + M^3_v.$$

Потужність двигуна механізму повороту, кВт, рівна:

$$N = \frac{M_w \cdot n_{кр}}{9750 \cdot \eta_m}, \quad (6.16)$$

де $n_{кр}$ – номінальна частота обертання поворотної частини крана, об/мин; η_m – КПД механізму повороту, рівне $\eta_m = \eta_p \cdot \eta_{o.n.}$.

По каталогу [12], [8] вибирається двигун, виписуються його параметри.

1.6. Перевірка двигуна механізму повороту за часом пуску

Вибраний двигун перевіряється на час розгону і порівнюється з тим, що допускається:

$$t_p = \frac{n_d \left[\frac{4(Q \cdot a^2 + m_{кр} \cdot b^2)}{u^2 \cdot \eta_m} + c(mD^2) \right]}{\left[M_{пус} - \frac{M_w}{u \cdot \eta_m} \right] \cdot 38,2}, \quad (6.17)$$

тут Q – маса вантажу, що піднімається, кг; $m_{кр}$ – маса крана, кг; (mD^2) – маховий момент ротора двигуна, кгм; $c=1,1\dots1,2$ – коефіцієнт, що враховує подальші маси приводу, що обертаються; $M_{пус} = (2,5\dots3,4)M_n$ – пусковий момент асинхронного двигуна з фазовим ротором, Нм; $M_n = 9750 N/n_d$ – номінальний момент двигуна, Нм; $u = n_{o.n.кр}$ – загальне передавальне число приводу; n_d – частота обертання валу двигуна, об/мин; a – виліт стріли крана, м; b – відстань до центру ваги поворотної частини крана від осі повороту крана, м. Значення часу розгону, що допускається, визначається по наступному виразу:

$$[t_p] = \frac{60 \cdot \beta}{\pi \cdot n_{кр}} \quad (6.18)$$

тут β - рекомендований кут повороту крана за час розгону:

для групи режиму механізмів 1М, 2М, 3М $\beta = \pi / 12$ рад;

для групи режиму механізмів 4М $\beta = \pi / 9$ рад;

для групи режиму механізмів 5М $\beta = \pi / 6$ рад.

1.7. Вибір редуктора і відкритої зубчастої передачі.

Вибирається кінематична схема приводу механізму повороту вантажопідйомної машини, виконується розбиття передавального числа механізму на передавальне число редуктора і відкриту зубчасту передачу з циліндричними або конічними колесами, за формулою:

$$u_{o.n} = u / u_p. \quad (8.17)$$

Переважно відкриту зубчасту передачу приймати одноступінчасту, передавальне відношення якої приймається в межах 4...10 при циліндричній передачі, і 1,0...6,3 при конічній. При цьому передавальне відношення повинне бути рівне одному із значень стандартного ряду (ДСТ 2185-66) $u_{o.n.} = 4,0; (5,5); 5,0; (5,6); 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10$, відповідно для конічних передач $u_{o.n.} = 2,5; (3,15); 4,0; (5,0); 6,3$.

Число зубів шестерні відкритої передачі можна приймати рівним

$$z_{ш} = 20 - 30 (z_{min} = 17).$$

Модуль зубів шестерні і колеса слід призначати з ряду стандартних модулів (ГОСТ 9563-60) $m = 8; (9); 10; (11); 12; (14); 16; (18)$.

Міжцентрова відстань відкритої зубчастої циліндрової передачі знаходиться з наступного виразу, мм:

$$A = \frac{D_{ш} + D_{к}}{2} = \frac{m \cdot (z_{ш} + z_{к})}{2}$$

Ширина зубчастого вінця (колеса), мм.

$$V = m \varphi,$$

де $\varphi = 12$ - коефіцієнт ширини зуба циліндрової відкритої передачі.

Редуктор вибирається за передавальним числом і максимально

допустимій потужності [12], табл. 3.4 стр. 149, [5] табл. V.1.43.

1.8. Вибір гальма механізму повороту крана.

Необхідний гальмівний момент механізму повороту крана визначається з умови погашення кінетичної енергії обертальний рухомих мас вантажу і поворотної частини крана, Н·м:

$$M_{\tau} = \frac{4(Q \cdot a^2 + m_{\text{кр}} \cdot v^2) n_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{м}}}{38,2 \cdot t_3 \cdot u^2} + c \frac{(mD^2) \cdot n_{\text{д}}}{38,2 \cdot t_3} - \frac{M_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{м}}}{u} \quad (6.18)$$

тут t_3 – время уповільнення або гальмування, звичайно приймається рівним часу розгону двигуна (див. 6.17.).

За гальмівним моментом за каталогом вибирається гальмо [8], [12], [5].

Згідно правилам Держохоронпраці гальмо повинне бути перевірений на питомий тиск і на питому роботу тертя (нагріваючи), див. 6.10 і 6.11.

2. Компоновка механізму повороту крана.

Залежно від призначення, типу і конструкції крана привод механізму повороту можна розташувати як на поворотній, так і на неповоротній частини крана. Якщо вантажопідіймна машина стаціонарна, то привід механізму повороту розташовується на фундаменті. Якщо привід механізму повороту розташований на поворотній частині крана, то (рис. 4.8) в цьому випадку приводна зубчата шестерня, що знаходиться в постійному зачіпленні з нерухомим зубчатим колесом, обертаючись, оббігає його, примушуючи повертатися поворотну частину вантажопідіймною машини з вантажем.

Робота такої відкритої зубчатої передачі відноситься до планетарних передач і її передавальне число рівне:

$$u_{\text{о.п}} = \frac{Z_{\text{к}}}{Z_{\text{ш}}} + 1$$

Компоновка приводу механізму повороту стосовно найбільш поширеної схеми із застосуванням черв'ячного редуктора полягає у встановленні взаємного розташування електродвигуна, гальма і редуктора, а також всього приводу щодо зубчатого вінця або цівочного колеса. При такій компоновці керуються необхідністю зручного доступу до всіх

складальних одиниць для регулювань і обслуговування. При конструюванні вузла кріплення редуктора необхідно забезпечити точність установки шестерні відкритої передачі щодо зубчатого вінця.

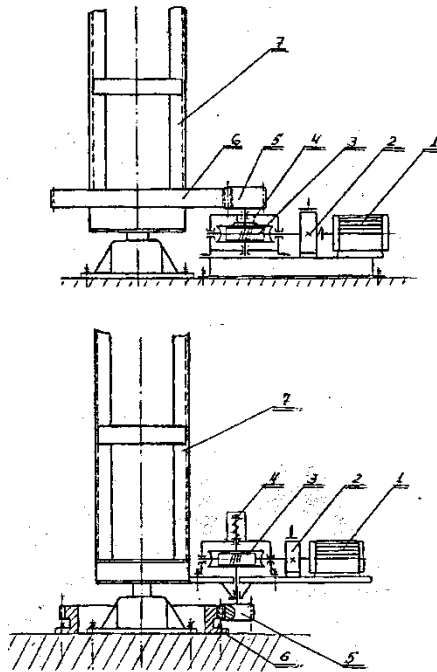


Рис. 6.4. – Схеми компоновки механізмів повороту

8.3. Питання для самоконтролю.

1. Як влаштовані механізми повороту вантажопідйомних машин?
2. Як знайти розрахункову потужність двигуна?
3. Як визначити необхідний гальмівний момент?
4. Як визначити передавальне число механізму повороту?
5. Як визначити передавальне число відкритої передачі при приводній шестерні, що нерухомо обертається?
6. Як визначити передавальне число відкритої передачі при приводній шестерні, що рухомо обертається?
7. Запишіть опір повороту в упорному підшипнику.

8. Запишіть сумарний опір повороту від сил тертя?
9. Як перевірити двигун механізму повороту за часом пуску?
10. Запишіть опір повороту в роликовій коробці?

Таблиця 15

Початкові дані для розрахунку

Варіант	Q , т,	H , м,	$n_{кр}$, хв. ⁻¹ ,	a , м,	Група режиму роботи
Одноопорні крани					
1	1,5	6,5	2,0	6,0	4М
2	2,0	7,0	2,2	6,5	6М
3	2,5	7,5	1,5	7,0	5М
4	3,5	8,0	1,75	7,5	4М
5	4,0	5,0	1,2	5,0	5М
6	4,5	4,6	2,5	5,0	5М
7	5,0	5,5	2,0	5,0	4М
8	6,0	6,0	2,0	5,5	4М
Двохопорні крани					
9	2,0	5,0	1,5	6,5	6М
10	2,5	5,5	2,0	6,0	5М
11	3,0	6,0	2,5	7,0	5М
12	3,5	6,5	3,0	7,0	4М
13	4,0	7,0	2,5	6,5	5М
14	4,5	7,0	2,2	8,0	4М
15	5,0	7,5	2,0	8,0	5М
16	5,5	8,0	1,8	7,5	6М
17	6,0	10	1,5	8,0	5М
Монорельсові крани					
18	3,0	5,0	2,0	5,0	6М
19	3,5	5,5	2,2	5,5	6М
20	4,0	5,0	1,8	5,5	5М
21	4,5	6,0	1,5	6,5	5М
22	5,0	6,5	2,5	7,0	4М
23	5,5	7,0	2,4	6,5	5М
24	6,0	7,5	2,0	7,0	4М
25	7,0	8,0	1,8	7,5	4М

Практичне заняття №7

Тема: Розрахунок фундаментів і фундаментних болтів стаціонарних поворотних кранів.

Мета заняття: Вивчити методику проектування фундаментів стаціонарних стрілових кранів і розрахунку фундаментних болтів, їх перевірку на міцність і надійність.

Початкові дані (табл. 17)

а) вантажопідйомність – Q_{ep} , т ;

б) виліт стріли – a , м;

в) висота підйому – H , м;

г) група режиму роботи – i , м.

1. Розрахунок і перевірка фундаменту стаціонарних кранів.

Фундамент крана призначається для зрівноваження своєю вагою перекидаючого моменту і забезпечення за рахунок цього стійкості крана. При розрахунку фундаментів приймають його вільно, що стоїть на поверхні ґрунту, бічним тиском ґрунту нехтують, що йде в запас.

1.1. Розрахунок фундаменту одноопорного крана (рис. 7.1)

Вага фундаменту визначається з умови стійкості крана, тобто коли момент перекидаючий $M_{онр}$, і момент відновлюючий $M_{від}$, знаходяться з залежності:

$$M_{онр} < M_{від} \quad \text{або} \quad \alpha M_{онр} = M_{від}.$$

тут $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ – коефіцієнт запасу стійкості фундаменту.

Оскільки перекидання крана можливе навколо ребра «А», рис. 7.1, то рівняння моментів складається відносно точки А.

$$G_{tm} = \frac{\alpha \cdot G_{кр}(\epsilon - d) - G_{пр}(d - \epsilon_0) - G_{п}(-d)}{d}, \quad (7.1)$$

де $G_{кр} = (1/1,2-1/3) G_{гр}$ – вага поворотної частини крана, кН; $G_{пр}$ – вага противаги, кН, дивися формулу (6.1); $y = (1/4-1/6)a$ – відстань від осі обертання крана до центру ваги крана; $c=0,5a$ – відстань від осі обертання крана до центру ваги противаги; $2d$ – сторона квадратного фундаменту приймається з технологічних умов, звичайно коливається в межах від 2,5 до 4,0 м

Маса фундаменту відповідно рівна, т:

$$m_{\phi} = \frac{G_{\phi}}{g},$$

тут $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Об'єм фундаменту визначається залежно від виду матеріалу кладки,

$$V_{\phi} = \frac{m_{\phi}}{\gamma},$$

де $\gamma = 1,5 \dots 1,7 \text{ т/м}^3$ – об'ємна вага бетону.

Геометричний об'єм фундаменту, м^3 , рівний:

$$V_{\phi} = [h_1 + (0,2-0,3)] (2d)^2.$$

де h_1 – глибина промерзання ґрунту в даному кліматичному поясі, опора фундаменту повинна бути глибше на $0,2 \dots 0,3$ метра нижче за ґрунтові води. У нашому кліматичному поясі звично приймають глибину фундаменту $0,9 \dots 1,2$ м. Звичайно фундамент виконується у вигляді прямокутної або багатокутної бетонної конструкції. З метою підвищення стійкості нижня опора фундаменту може мати більші розміри, ніж верхні. Ці розміри повинні бути такими, щоб в місці стику фундаменту з ґрунтом тиск на ґрунт не перевищував допустимого.

1.2. Перевірка фундаменту на міцність і стійкість.

Під дією перекидаючого моменту і вертикального навантаження виникає тиск фундаменту на ґрунт, який рівний:

$$q = q_v + q_{\text{и}} = \left(\frac{G_{\text{гр}} + G_{\text{кр}} + G_{\text{пр}} + G_{\phi}}{(2d)^2} + \frac{6 \cdot M_{\text{из}}}{(2d)^3} \right) 10^{-6} \quad (7.2)$$

де q – сумарний тиск на ґрунт, МПа; $M_3 = G_{\text{гр}}a + G_{\text{кр}}b + G_{\phi}d - G_{\text{пр}}p_3$ –

момент, що згинає фундамент, Нм, $W = \frac{(2d)^3}{6}$ – момент опору

перетину фундаменту, м^3 .

При побудові сумарної епюри тиску можуть мати місце три випадки:

- 1) на частини підшви фундаменту тиск негативний;
- 2) тиск по всій підшві фундаменту позитивний, проте мінімальний тиск рівний нулю;
- 3) тиск в усіх точках підшви позитивний. Останній випадок свідчить про правильний вибір розмірів фундаменту. Для уникнення руйнування ґрунту під фундамент повинна

виконуватись наступна умова: $q = [q]$, де $q = 1,5$ – коефіцієнт запасу стійкості фундаменту

Таблиця 16

Допустимий тиск $[q]$ (МПа) на ґрунт

Для ґрунту, базальту, діабазу	3
Для вапняку і пісковика	1...1,5
Для щебінки (галечного ґрунту)	0,3...0,6
Для суглинку, глини, дрібного піску	0,2...0,3
Для піску з гравієм	0,35...0,45
Для піску середньої крупної	0,25...0,35
Для вологого піску	0,1...0,2
Для мокрої глини	0,05...0,2
Для болотистого ґрунту, торфу	0,025...0,05

1.3. Розрахунок фундаментних болтів одноопорного крана

Колона крана встановлюється своїм конічним хвостовиком у втулку фундаментної плити (рис. 7.2), яка кріпиться до фундаменту так званими фундаментними болтами, закладеними в тілі фундаменту.

Умова для розрахунку болтів ґрунтується на рівності моментів перекидаючого $M_{опр}$ і поновлюючого $M_{вос}$ відносно точки «Б» рис. 7.2:

$$M_{опр} = M_{вос}$$

З цієї рівності, зусилля виникає у фундаментному болту, (Н) рівно:

$$Z = \frac{G_{гр} \cdot (a - r) + G_{кр} \cdot (b - r) - G_{пр} \cdot (c + r)}{2 \cdot r \cdot n}, \quad (7.3)$$

n – число болтів з одного боку фундаментної плити; r – відстань від осі крана до розташування болтів, м.

Діаметр фундаментного болта знаходиться з умов його розриву, (мм).

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Z}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (7.4)$$

де $[\sigma] = (70 \dots 80)$ МПа напруги, що допускаються, для Ст.3 і Ст.4.

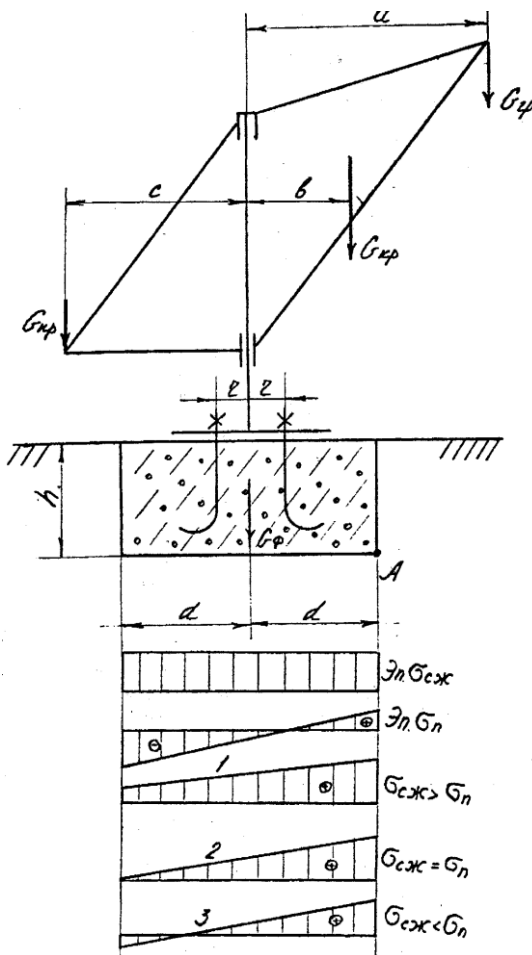
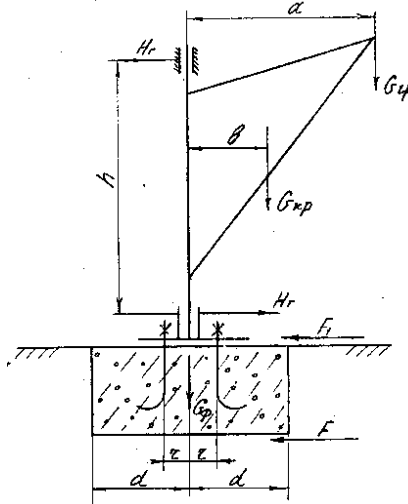


Рис. 7.1. Схема для розрахунку фундаменту одноопорного крана

2. Розрахунок фундаменту двоопорних кранів (рис. 7.2).

Оскільки двохопорний кран має дві опори, то розрахунок фундаменту знаходимо з умови відсутності його зрушення щодо ґрунту. Вагу фундаменту визначають з умови його стійкості при дії зміщуючої сили H_z (див. формулу 8.4) в припущенні відсутності лобового і бічного опору ґрунту на підставі по формулі:

де $q = 1,5...2,0$ – запас стійкості фундаменту; $f = 0,5...0,6$ – коефіцієнт тертя між підставою фундаменту і ґрунтом.



Задавшись розмірами фундаменту по аналогії з одноопорним краном визначається тиск між фундаментом і ґрунтом по наступному виразу:

тут $[q]$ – допустимый тиск на грунт, МПа (табл. 16).

Фундаментні болти двохопорних кранів розраховуються з умови створення сили тертя між фундаментною плитою і фундаментом забезпечуючої відсутність зрушення плити під дією зсовуючої сили H_x (8.4) за формулою:

59

де $k_1 = k$ – коефіцієнт запасу, (див. формулу 10.5); n – число фундаментних болтів, приймається від 4 до 8; звідки $Z_1 = \frac{Z}{n}$

розривне зусилля на один болт.

Діаметр болта визначається з умови розриву з урахуванням попереднього затягування болта за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{\alpha \cdot 4 \cdot Z_1}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \quad (7.8)$$

тут $\alpha = 1,25 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує попереднє затягування болта; $[\sigma_p] = (70 \dots 80)$ МПа напруга, що допускається, для Ст.3 – Ст.4.

3. Питання для самоконтролю

1. З яких умов визначається вага противаги?
2. Призначення противаги.
3. Призначення фундаменту крана..
4. З яких умов визначається вага фундаменту одноопорного крана?
5. З яких умов визначається вага фундаменту двухопорного крана?
6. З яких умов визначається глибина заставляння фундаменту крана?
7. Визначте об'єм фундаменту, виходячи з його геометричних параметрів.
8. Визначте об'єм фундаменту, зная його масу.
9. Які деформації сприймає подушка фундаменту?
10. Які доцільні співвідношення цих деформацій?
11. У чому відмінність в розрахунку фундаментних болтів одноопорного і двохопорних кранів?.

Таблиця 17

Початкові дані для розрахунку

№	Q, т	Висота підйому, Н, м	Виліт крана, а, м.	Група режиму роботи
1	2	3	4	5
Одноопорні крани				
1	5,0	6,0	5,0	6М
2	3,0	8,0	7,5	5М
3	1,0	10,0	9,0	6М
4	8,0	12,0	10,0	4М
5	10,0	7,0	6,5	4М
6	7,0	8,0	7,8	5М
7	2,0	9,0	8,0	6М
8	4,0	11,0	10,0	5М
9	6,0	7,0	7,0	5М
10	4,0	8,0	7,0	4М
11	5,3	10,3	8,2	6М
12	7,6	11,5	10,5	6М
13	5,7	12,3	10,8	5М
Двохопорні крани				
14	1,0	6,0	6,5	6М
15	2,0	5,3	5,5	6М
1	2	3	4	5
16	3,5	5,5	6,0	5М
17	4,5	4,7	5,5	5М
18	5,2	4,5	5,0	4М
19	6,4	5,0	5,8	4М
20	7,0	6,5	7,2	5М
21	8,3	6,0	6,4	4М
22	7,0	5,7	6,2	6М
23	6,5	5,3	6,5	5М
24	5,5	5,0	6,6	4М
25	4,5	4,5	5,5	6М

Практичне заняття №8

Тема: Стійкість стріловидних і козових кранів.

Мета заняття: Вивчити методику розрахунку на стійкість стрілових і козових кранів відповідно до норм і правил Держгірохоронпраці.

Для безпечної роботи стріловидних і козових кранів повинна бути гарантована їх стійкість, що виключає всяку вірогідність їх перекидання навіть за самих не сприятливих умов нагруження. Кількісним показником стійкості кранів є коефіцієнт стійкості. Розрізняють два коефіцієнти стійкості крана - при навантаженому стані крана розглядається коефіцієнт вантажної стійкості, при розвантаженому розглядається коефіцієнт власної стійкості крана.

1. Стійкість монорельсових кранів.

При розрахунку стійкості монорельсових кранів нехтуємо вітровим навантаженням, вважаючи, що кран працює в приміщенні. Враховуючи що монорельсові крани мають невеликі робочі швидкості, інерційні навантаження також не враховуються.

При розрахунку стійкості монорельсових кранів розглядаються чотириможливих випадку, (рис. 8.1), (табл. 18).

Перше положення — стріла направлена уздовж рейкового шляху.

1) Кран навантажений — коефіцієнт вантажної стійкості визначається з умови рівності перекидаючого і поновлюючого моментів, по наступному виразу:

$$\beta_{гр} = \frac{G_{кр}(к - в) + G_{пр}(с + к) + G_{т} \cdot к}{G_{гр}(а - к)} \geq 1,4 \quad (8.1)$$

2) Кран розвантажений – коефіцієнт власної стійкості рівний:

$$\beta_{сб} = \frac{G_{кр}(в + к) + G_{т} \cdot к}{G_{пр}(с - к)} \geq 1,15 \quad (8.2)$$

де $G_{кр}=(0,7-0,8)G_{зр}$ – орієнтовно вага крана, кН; $G_{пр}$ – вага противаги, див. (6.1); $G_{м} = (0,15-0,18) G_{зр}$ – орієнтовна вага візка з механізмами; $в = (0,2-0,3) а$ – відстань від осі повороту крана до його центру ваги; $с = (0,4-0,5) а$ – відстань від осі повороту

крана до центру ваги противаги; $k = 0,4$ а – орієнтовно можна приймати відстань від осі повороту крана до ходового колеса.

Друге положення — стріла направлена поперек рейковому шляху.

3) Кран навантажений — коефіцієнт вантажної стійкості визначається при умови, щоб рушійна сила, крану з рейки H_{cd} , була менше сили тертя колеса по рейці за наступним виразом:

$$\gamma_{гр} = \frac{(G_{гр} + G_{кр} + G_{пр} + G_{т}) \cdot \mu}{H_{cd}} \geq 1,5 - 1,6 \quad (8.3)$$

4) Кран розвантажений — коефіцієнт власної стійкості рівний:

$$\gamma_{сб} = \frac{(G_{кр} + G_{пр} + G_{т}) \mu}{H_{cd}} \geq 1,4, \quad (8.4)$$

де $\mu = 0,15-0,17$ — коефіцієнт тертя ковзання ходового колеса по рейці; H_{cd} — сила зсовуюча з рейок кран при положенні стріли перпендикулярно рейка, яка рівна:

$$H_{cd} = \frac{G_{гр} \cdot a + G_{кр} \cdot b - G_{пр} \cdot c}{h},$$

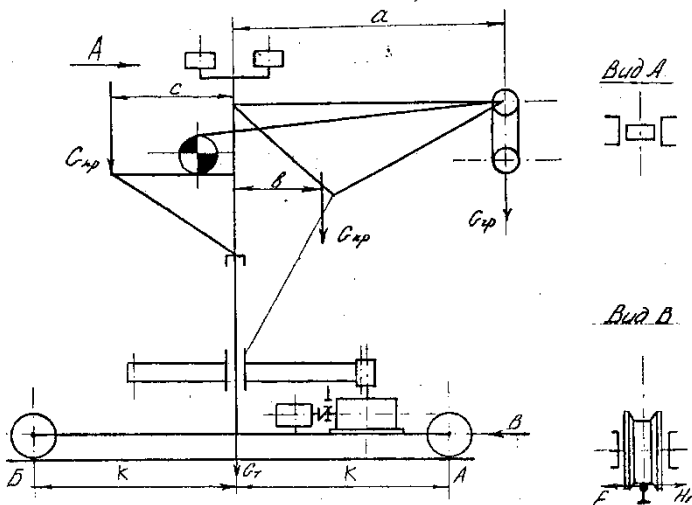


Рис. 8.1. Схема до розрахунку стійкості монорельсового крана де h — відстань між верхньою і нижньою опорами, яка

знаходиться з наступного виразу:

$$h = H + 1,1 \dots 1,2 \text{ м}$$

H – висота підйому вантажу, м.

У разі невиконання цих умов на візок укладається, баласт необхідний для забезпечення стійкості крана.

2. Стійкість універсальних стріловидних кранів.

Універсальні стріловидні поворотні крани повинні володіти певним запасом стійкості в навантаженому і розвантаженому станах, що забезпечує відомий ступінь надійності проти перекидання. Перевірка на стійкість виробляється з урахуванням максимально допустимого кута нахилу крана у бік ребра перекидання. Згідно правил Держохоронпраці для універсальних стріловидних поворотних кранів необхідно розглядати три положення, (рис. 8.2), (табл. 22):

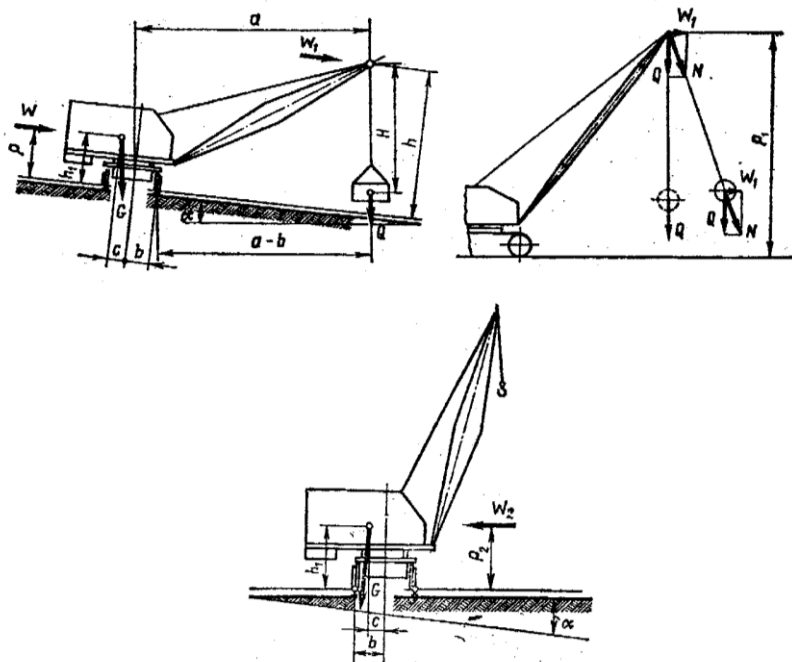


Рис. 8.2. Схема для розрахунку стійкості універсальних стріловидних кранів

Таблиця 18

Початкові дані для розрахунку

Варіант	Q , т	a , м	H , м	Група режиму роботи
1	3,0	7,0	7,5	6К
2	4,0	6,0	6,5	6К
3	5,0	6,5	7,0	5К
4	6,0	7,0	7,2	5К
5	7,0	4,5	5,0	8К
6	8,0	5,5	5,8	4К
7	9,0	6,5	7,0	5К
8	10,0	6,0	6,4	7К
9	11,0	6,8	7,4	4К
10	12,0	5,5	6,0	5К
11	3,5	7,5	8,0	5К
12	4,5	6,3	7,0	6К
13	5,5	6,0	6,8	6К
14	6,5	5,3	5,5	5К
15	7,5	6,5	7,0	7К
16	8,5	5,5	6,0	5К
17	9,5	6,5	7,0	4К
18	10,5	7,0	7,3	6К
19	11,5	4,5	5,0	7К
20	12,5	5,0	5,8	8К
21	8,2	6,0	6,7	6К
22	9,4	5,5	6,2	5К
23	10,2	7,0	7,5	4К
24	8,6	6,4	7,0	7К
25	9,3	6,7	7,4	8К

Перше розрахункове положення, Стріла крана направлена у бік ухилу і перпендикулярно ребру перекидання. Кут нахилу крана приймається максимальним, т. е $\alpha_{\max} = 30$ при роботі без аутріггерів і $\alpha_{\max} = 1,5^0$ при роботі з аутріггерами. Стріла опущена (максимальний виліт крана a_{\max}) в крайнє нижнє положення з номінальним вантажем.

Коефіцієнт вантажної стійкості визначається по наступному виразу:

$$K_{\text{гр}} = \frac{\sum M_v - M_{\text{и}}^Q - M_{\text{и}}^c - M_{\text{и}}^r - M_{\text{и}}^{\text{ц}} - \sum M_{\text{в}}}{M_Q} \geq 1,15, \quad (8.4)$$

де $M_Q = G_{\text{зр}}(a - \epsilon)$ – момент створюваний вагою номінального вантажу щодо ребра перекидання, що проходить через точку «А», Нм; $\sum M_v = G_{\text{кр}}[(c + \epsilon)\cos\alpha - h_1\sin\alpha]$ – момент, створюваний вагою поворотної частини крана з противагою, щодо ребра перекидання з урахуванням можливого ухилу опори крана; $2\epsilon = 1,52$ м – колія крана; $c = (1/10 - 1/12)a$ відстань від осі повороту до центру ваги крана; h_1 – висота розташування центру ваги поворотної частини крана, орієнтовно можна приймати рівною 1,5...1,8 м; $M_{\text{и}}^Q = Q \cdot \frac{V_n}{t_{\square}}(a - \epsilon)$ – момент сил інерції, створюваний

вертикальними інерційними силами при гальмуванні механізму підйому; V_n – швидкість підйому вантажу, м/хв.; $t_{\square} = \frac{V}{60 \cdot [\gamma]}$ – час

гальмування механізму підйому; $\gamma_m = (0,2 \dots 0,8) \text{ м/с}^2$ – гальмування механізму підйому вантажу;

$$M_{\text{и}}^{n,c} = \frac{(Q + m_c^{n,p}) \cdot V_n}{t_p} [(a - \epsilon) \cdot \cos\beta + h \cdot \sin\beta] \quad (8.5)$$

Рівність 8.5 – момент сил інерції, що виникає від маси вантажу і стріли, в період несталого руху механізму зміни вильоту стріли;

$m_c^{n,p} = \frac{m_c}{3}$ – приведена маса стріли до її головки;

$m_c = (0,15 \dots 0,20)Q$ – маса стріли крана, т; $t_p = (3 \dots 5)$ с, час розгону механізму підйому стріли; $h = H + (0,5 \dots 0,6)$ м – відстань до головки стріли від опори крана; β – кут нахилу стріли, для розрахунку можна прийняти (200...300).

$M_{\text{и}} = \frac{G_{\text{зр}} \cdot n^2 \cdot h \cdot a}{900 - n^2 \cdot h_{n,\text{зр}}}$ – момент силою інерції, (Нм) створюваний

відцентровою силою вантажу, що виникає при обертанні поворотної частини крана; n – частота обертання поворотної частини крана, м/хв.; $h_{n,\text{зр}}$ – відстань від головки стріли до

центру ваги вантажу (ця відстань узгоджується з викладачем);

$$M_{II}^{z,c} = \frac{V_{n,kr}}{t_p} (Q \cdot h + m_{kr} \cdot h_1) - \text{момент від горизонтальних сил інерції}$$

при гальмуванні і розгоні крана, Нм; V_{nep} – швидкість механізму пересування крана, м/мін; $t_p = t_m$ – час розгону і гальмування механізму пересування крана, с.

$$t_p = \frac{V_{nep}}{60 \cdot [a]}$$

де $[a]$ – максимальні прискорення при пуску і гальмуванні механізму пересування крана, м/с² Рекомендовані значення максимальних прискорень при перевантаженні вантажів $[a] = (0,1 \dots 0,25)$ м/с².

$$\Sigma M_{\theta} = W_{zp} h + W h_1 = F_{kr} q k c_{zp} n h_1 + F_{zp} q k c_{zp} n h, \quad (8.6)$$

де F_{kr} і F_{zp} – орієнтовно розрахункові площі поворотної частини крана і вантажу приймаються по рекомендаціях табл. 19; q – динамічний тиск вітру приймають по табл. 20; k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску вітру по висоті, приймається по табл. 21.

Таблиця 19

Розрахункова площа F_{zp} і F_{kr} залежно від маси m

m , т	F_{kr} , м ²	F_{zp} , м ²
0,5	3,6	2,0
1,0	5,0	2,8
1,5	6,2	3,5
2,0	8,1	4,0
2,5	10,0	5,0
3,0	12,0	5,6
4,0	13,5	6,3
5,0	15,0	7,1
8,0	17,2	9,0
10,0	21,0	10,0
12,5	23,5	12,0
16,0	25,0	14,0
20,0	30,0	16,0

Примітка. Вітрове навантаження на вантаж приймається не менше 500 Н

Таблиця 20

Динамічний тиск вітру

Призначення крана	Швидкість вітру, $V, \text{м/с}$	Динамічний тиск вітру, $q, \text{Па}$
Крани: будівельні, монтажні, стріловидні самохідні загального призначення	14,0	125
Крани, встановлені в річкових і морських портах	20,0	250

Таблиця 21

Коефіцієнт зміни динамічного тиску по висоті

Висота над поверхнею землі, м	10	20	40	60
До	1,0	1,25	1,55	1,75

c – коефіцієнт аеродинамічної сили приймається рівним 1,2; $n = 1,0$ коефіцієнт перевантаження.

Друге розрахункове положення. Стріла направлена в плані під кутом 45° до напрямку ребра перекидання у бік ухилу робочого майданчика.

Кут нахилу крана приймається максимальним α_{\max} .

Коефіцієнт вантажної стійкості рівний:

$$K_{\text{гр}} = \frac{\sum M_v - M_Q^{\text{н}} - M_{\text{пов}}^{\text{н}} - \sum M_v - |M_{\text{ц}}^{\text{н}} + M_{\text{п.с}}^{\text{н}} + M_{\text{г.с}}^{\text{н}}|}{M_Q} \geq 1,15 \quad (8.7.)$$

де $M_{\text{пов}}^{\text{н}} = \frac{(Q + m_{\text{с}}^{\text{нп}}) \cdot h \cdot a \cdot n \cdot 66}{t_p(900 - n^2 h_{\text{нгр}})}$ – момент сил інерції від маси

вантажу і стріли в період несталого руху механізму обертання крана; $|M_{\text{и}}^{\text{н}} \cdot \sin 45^\circ|$ – проекція моменту до ребра перекидання;

$|M_{\text{и}}^{\text{п.ст}} \cdot \cos \beta|$ – проекція моменту до ребра перекидання; $|M_{\text{и}}^{\text{г.с}}|$ – враховується тільки при пересуванні крана з вантажем.

Третє розрахункове положення Стріла направлена перпендикулярно до ребра перекидання. Кут нахилу крана рівний нулю.

Коефіцієнт вантажної стійкості рівний:

$$K_{\text{гр}} = \frac{\sum V(b + c)}{G_{\text{гр}}(a - c)} \geq 1,4 \quad (8.8)$$

3. Стійкість козлових кранів.

Козлові крани, як і інші пересувні крани, повинні зберігати стійкість як в робочому, так і в неробочому стані. Перевірку стійкості козлових кранів слід проводити, як в подовжньому, уздовж рейкового шляху, так і в поперечному напрямі, уперек рейкового шляху.

У подовжньому напрямі основними перекидаючими чинниками є: вітрове і інерційне навантаження, а в поперечному - навантаження викликаються вагою візки і вантажу на більшому плечі щодо ребра перекидання при розташуванні візка на кінці консолі, (рис. 8.3) (табл. 23).

Таблиця 22 - Початкові дані для розрахунку

№	Q _{гр} , т	H, м	a, м	V _{гр} , м/хв	V _{пер} , м/хв	V _{н.смп} , м/хв	n, об/хв	m _{кр} , т
1	1,5	6,0	6,0	0,36	5,0	14,8	0,75	7,4
2	1,7	8,0	7,0	0,97	5,0	13,7	0,39	8,7
3	1,6	10,0	10,0	0,4	5,0	15,0	0,65	13,8
4	2,2	12,0	6,8	0,4	5,0	15,0	0,3	10,68
5	3,0	14,0	7,2	0,18	5,0	15,0	0,3	14,0
6	2,4	16,2	8,6	0,4	5,0	15,0	0,4	15,6
7	3,7	10,0	10,0	0,1	5,0	10,0	0,1	23,0
8	2,1	10,0	10,0	2,7	5,0	4,3	0,3	22,1
9	5,0	6,0	6,0	12,6	5,0	14,8	2,5	7,5
10	6,3	8,0	7,0	13,1	5,0	13,7	2,74	8,4
11	10,0	10,0	10,0	10,0	5,0	15,0	1,15	13,2
12	6,3	7,4	6,8	13,0	5,0	15,0	2,0	10,4
13	10,0	8,0	7,2	13,5	5,0	15,0	1,6	14,3
14	10,0	10,2	8,6	15,0	5,0	15,0	1,6	15,5
15	16,0	10,6	8,45	8,0	5,0	10,0	1,6	24,0
16	16,0	10,0	10,0	7,2	5,0	4,3	1,5	22,7
17	16,0	10,0	12,0	20,0	3,0	15,0	2,8	23,0
18	25,0	14,0	13,8	6,0	1,7	15,0	1,2	30,0
19	25,0	10,0	8,0	11,25	2,5	15,0	1,5	27,8
20	10,0	26,0	9,0	9,0	2,5	12,0	1,5	38,0
21	18,0	30,0	30,0	10,0	2,5	12,0	1,0	38,0

22	10,0	13,8	13,0	7,0	3,5	6,0	2,5	12,3
23	12,0	12,0	10,0	9,7	4,7	10,0	2,8	17,0
24	15,0	12,5	15,0	12,0	5,0	10,0	2,0	16,3
25	25,0	14,0	13,0	11,5	5,0	10,0	1,8	23,0

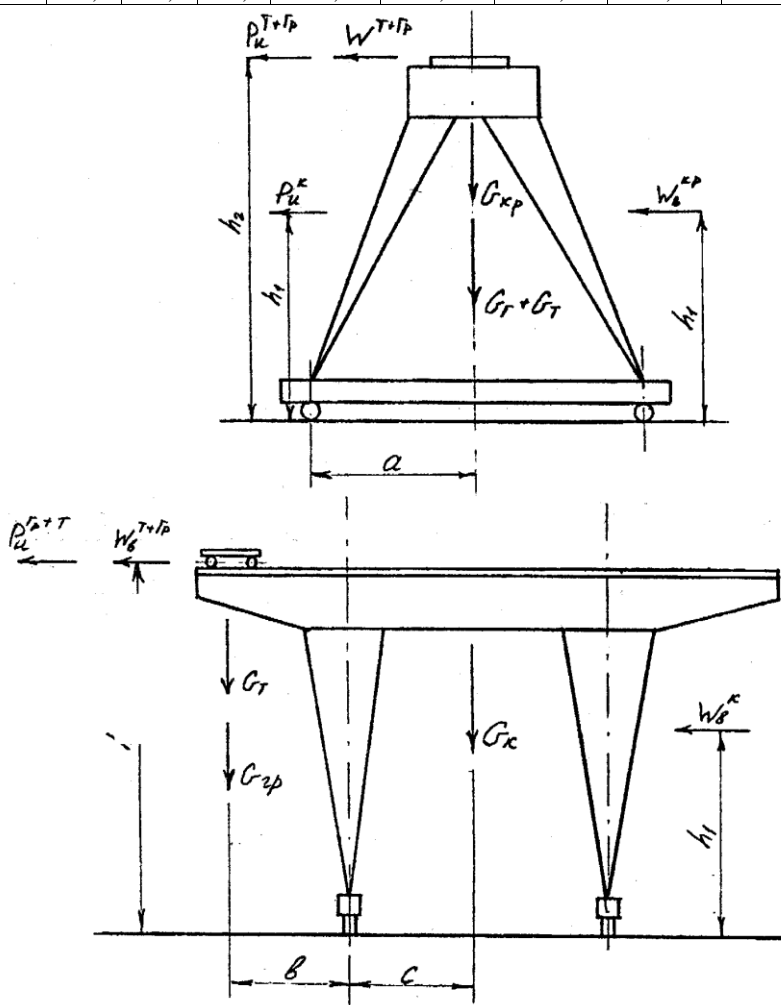


Рис. 8.3. Розрахункова схема до розрахунку стійкості козлового крана

Коефіцієнт вантажної стійкості в робочому стані уздовж підкранового шляху, рівний:

$$K_{\text{гp}} = \frac{(G_{\text{гp}} + G_{\text{т}} + G_{\text{кр}}) \cdot a}{P_{\text{и}}^{\text{к}} \cdot h_1 + P_{\text{и}}^{\text{т+гp}} \cdot h_2 + W_{\text{в}}^{\text{кр}} \cdot h_1 + W_{\text{в}}^{\text{т+гp}} \cdot h_2} \geq 1,15 \quad (8.9)$$

де a – половина бази крана, м; h_1 – відстань від центру ваги крана до рейки, м. Для розрахунків можна прийняти 0,7 м; $h_2 = H + (1,5 \dots 2,2)$ – відстань від центру ваги візка до рейки, м.

$$P_{\text{и}}^{\text{к}} = \frac{m_{\text{кр}} \cdot V_{\text{пер}}}{t_{\text{p}}} \quad \text{– сила інерції крана, Н; } t_{\text{p}} = (3 \dots 5) \text{ с – час}$$

розгону механізмів козлового крана; $P_{\text{и}}^{\text{т+гp}} = \frac{(m_{\text{т}} + Q) \cdot V_{\text{пер}}}{t_{\text{p}}} \quad \text{–}$

сила інерції візка з вантажем, Н; $W_{\text{к}}^{\text{кр}}$ и $W_{\text{в}}^{\text{т+гp}}$ – вітрове навантаження на кран і візок з вантажем, Н (див. 8.5)

Коефіцієнт вантажної стійкості в робочому стані впоперек підкранового шляху рівний:

$$K_{\text{гp}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot c}{(G_{\text{т}} + G_{\text{гp}}) \cdot b + (P_{\text{и}}^{\text{т+гp}} + W_{\text{в}}^{\text{т+гp}}) \cdot h_2 + W_{\text{в}}^{\text{к}} \cdot h_1} \geq 1,4 \quad (8.10)$$

тут c – половина колії крана, м; b – довжина більшої консолі козлового крана, м.

Коефіцієнт власної стійкості крана в неробочому стані рівний:

$$K_{\text{с}} = \frac{G_{\text{кр}} \cdot c + G_{\text{т}} \cdot b}{W_{\text{н.с}} \cdot h_1} \geq 1,15, \quad (8.11)$$

де $W_{\text{н.с}}$ – сила вітру в неробочому стані на козловий кран, Н. При визначенні сили вітру в неробочому стані можна приймати динамічний тиск вітру (q) рівним 450 Па.

4. Питання для самоконтролю.

1. Які показники визначають стійкість пересувних стрілових кранів?
2. Які коефіцієнти стійкості необхідно визначити?
3. У яких положеннях необхідно розглядати стійкість монорельсових кранів?
4. Які положення і з якими навантаженнями необхідно розглядати стійкість універсальних стрілових кранів?
5. У яких положеннях розглядається стійкість козових кранів?
6. Які навантаження діють на універсальні стрілові крани?

7. Які навантаження діють на козлові крани?
8. Які навантаження діють на монорельсовий кран?
9. З яких умов визначається коефіцієнт вантажної і власної стійкості для монорельсового крана?
10. З яких умов визначається коефіцієнт стійкості для стрілових універсальних кранів?
11. У яких положеннях повинен знаходитися візок козлового крана при визначенні коефіцієнтів вантажної і власної стійкості?

Таблиця 23

Початкові дані для розрахунку

№	Q, т	H, м	2с, м	2а, м	у, м	V _{гр.} м/хв	V _т м/хв	V _{кр} м/хв	m _т , т	m _к , т
1	8,0	9,0	16,0	9,0	4,5	9,6	30,0	96,0	2,0	30,0
2	8,0	10,0	25,0	10,0	6,3	12,0	38,0	100,0	2,5	39,0
3	12,5	10,0	16,0	10,5	4,5	9,5	32,0	100,0	3,0	35,0
4	12,0	12,0	25,0	11,0	6,3	12,0	35,0	110,0	2,8	44,0
5	13,0	11,0	32,0	11,2	6,3	15,0	40,0	115,0	3,5	56,0
6	14,0	12,0	30,0	11,2	8,0	19,0	48,0	120,0	4,0	58,0
7	16,0	9,5	32,0	9,0	6,3	15,0	31,0	90,0	4,2	60,0
8	18,0	9,8	24,0	10,0	7,0	16,0	30,0	100,0	4,4	62,0
9	20,0	10,0	20,0	10,0	7,5	15,0	32,0	110,0	4,5	66,0
10	22,0	12,0	32,0	11,0	8,0	19,0	35,0	110,0	4,8	68,0
11	25,0	14,0	25,0	11,2	8,0	14,0	34,0	115,0	5,0	70,0
12	27,0	10,0	30,0	11,5	5,0	9,5	25,0	80,0	5,0	71,0
13	28,0	12,0	30,0	11,0	5,5	10,5	28,0	85,0	5,2	71,5
14	30,0	14,0	25,0	12,0	6,0	11,0	30,0	90,0	5,5	72,0
15	32,0	14,0	16,0	9,0	6,5	12,0	30,0	100,0	5,6	73,0
16	16,0	12,0	25,0	10,8	7,0	14,0	31,0	110,0	4,0	75,0
17	18,0	15,0	20,5	11,0	8,0	18,0	32,0	100,0	4,2	60,0
18	14,0	16,0	25,0	10,0	9,0	15,0	35,0	120,0	3,5	62,0
19	15,0	14,0	25,0	10,2	10,0	14,2	38,0	120,0	3,8	55,0
20	15,0	12,0	30,0	9,0	8,0	13,0	38,0	115,0	3,8	56,0
21	10,0	10,0	30,0	9,0	10,0	16,0	40,0	120,0	2,8	37,0
22	10,0	15,0	30,0	10,6	8,6	18,0	40,0	120,0	2,5	36,0
23	12,0	16,0	25,0	11,0	9,0	12,0	39,0	100,0	2,6	38,0
24	15,0	12,0	20,0	10,5	10,0	10,0	42,0	110,0	3,0	50,0
25	16,0	10,0	18,0	11,0	8,0	8,0	30,0	100,0	3,9	55,0

Список рекомендованої літератури

1. Вантажопідйомні машини / Александров М. П. та ін. М. : Машинобудування, 1986. 400 с.
2. Александров М. П. Підйомно-транспортні машини. Видавництво 5-е. М. : Висш. шк. 1979. 558 с.
3. Александров М. П., Решетов Д. Н. Підйомно-транспортні машини (атлас конструкцій). М. : Машинобудування, 1971.
4. Гохберг М. М. Металеві конструкції підйомно-транспортних машин. Л. : Машинобудування, 1976. 454 с.
5. Довідник по кранах / заг. ред. Гохберга М. М. Л. : Машинобудування, 1988. Т.1, 2. 536 с., 559 с.
6. Вайнсон А. А. Підйомно-транспортні машини. Видавництво 4-е. М. : Машинобудування, 1989. 535 с.
7. Гайдамака В.Ф. Вантажопідйомні машини. Д. : Віща шк., 1989. 328 с.
8. Іванченко Ф. К. і ін. Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин. К. : Вища шк., 1978. 576 с.
9. Іванченко Ф. К. Конструкції і розрахунок підйомно-транспортних машин. К. : Вища шк., 1988. 424 с.
10. Курсове проектування вантажопідйомних машин / Казак С. А. та ін. М. : Висш. шк., 1989. 319 с.
11. Румянцев Б.П., Кроль С.С. Приклади розрахунку кранів. Луганськ : Видавництво ВУГУ. 155 с.
12. Румянцев Б. П., Леснічевській А. А., Бурко Я. В. Розрахунки і конструювання механізмів вантажопідйомних машин. Луганськ : Видавництво ВУГУ, 1998. 265 с.
13. Курсове проектування вантажопідйомних машин / Руденко Н. Ф. та ін. М.: Машиностроение, 1971.
14. Руденко Н. Ф., Руденко В. Н. Вантажопідйомні машини (атлас конструкцій). М. : Машинобудування, 1970.
15. Вантажопідйомні крани промислових підприємств : довідник. Абрамовіч І. І., Березін В. Н., Яуре А. Г. М. : Машинобудування, 1989. 360 с.
16. Мостові крани загального призначення / Шабашов А. П. та ін. М. : Машиностроение, 1989. 360 с.
17. Правила пристрою і безпечної експлуатації вантажопідйомних машин. Видавництво Харків, 1994. 267 с.